

LOWEX-FERNWÄRME

VERGLEICHENDE BEWERTUNG

VON MAßNAHMEN FÜR EINE EFFIZIENTE,

MULTIFUNKTIONALE FERNWÄRMEVERSORGUNG

Der Fakultät für Maschinenwesen
der
Technische Universität Dresden
zur
Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr.-Ing.)
angenommene Dissertation

von
Dipl.-Ing. Steffen Robbi
geb. am 06.07.1979 in Dresden

Tag der Einreichung: 24.05.2013

Tag der Verteidigung: 16.09.2013

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Clemens Felsmann

Prof. Dr.-Ing. habil. Achim Dittmann

Vorsitzender der Promotionskommission:

Prof. Dr. -Ing. Michael Beckmann

Danksagung

Hiermit möchte ich die Gelegenheit nutzen und mich bei den Kollegen, Familie und Freunden bedanken, die mich während der Zeit der Promotion fachlich als auch menschlich begleiteten.

Meinen beiden Gutachtern Professor Clemens Felsmann und Professor Achim Dittmann danke ich für Ihren wertvollen fachlichen Rat und Ihre geduldige Begleitung bei der Strukturierung der zahlreichen Ideen und bearbeiteten Themen.

All meinen Kollegen und der Bereichsleitung Fernwärme Dr. Karin Rühling, die mir jahrelang zur Seite standen, danke ich nicht nur für ihre fachliche Unterstützung in vielen kritischen und gleichzeitig inspirierenden Diskussionen sondern vor allem auch für ihre freundschaftliche und kollegiale Verbundenheit. Wann immer es Probleme zu bewältigen galt, war und ist Verlass auf das „Team Fernwärme“.

Meinen besonderen Dank verdienen meine Eltern, die in den letzten Jahren enorme gesundheitsbedingte Herausforderungen gemeistert haben. Sie waren mir in schwierigen Situationen bei der Arbeit an der Promotion Beispiel und Motivation, niemals aufzugeben und in allen Momenten des Lebens, stets Mut und ein Lächeln zu bewahren.

Kurzfassung

Vor dem Hintergrund zunehmender Wärmedämmmaßnahmen im Wohnungsbau, das heißt sinkender Heizlasten, und gleichzeitigem Bestreben nach Netzausbau und –verdichtung steht die Fernwärmeversorgung neuen Problemstellungen gegenüber. Es gilt Lösungsansätze für das Spannungsfeld niedriger Liniendichten, steigender Brennstoffpreise und der Forderung nach erneuerbaren Energien in der Wärmeversorgung zu entwickeln.

Die vorliegende Arbeit untersucht in einer vergleichenden Simulationsstudie diverse Fahrweisen der Fernwärmeversorgung auf unterschiedlichen Temperaturniveaus. Befindet sich die Fernwärmeverlauftemperatur unter der aus Gründen des Legionellenschutzes notwendigen Temperatur der Trinkwassererwärmung, erfolgt eine dezentrale Nacherwärmung. Diese geschieht innerhalb der sogenannten LowEx-Fahrweise mittels elektrischen Heizstabs oder einem Wärmepumpen-Speicherladesystem mit Wärmequelle Fernwärme. Als Referenzsysteme finden die als Konventionelle-Fahrweise mit Speicherladesystem und die als Niedertemperatur-Fahrweise mit Wohnungsanschlussstation im Durchflussprinzip bezeichneten Betriebsweisen Anwendung.

Neben der Senkung der Netzwärmeverluste und ggf. einer Steigerung der Erzeugungswirkungsgrade ermöglicht die LowEx-Fahrweise die dezentrale Einspeisung von Abwärme oder erneuerbaren Energien bei effizientem Betrieb der Energiebereitstellungsanlagen. Das Fernwärmenetz dient damit der gekoppelten Wärmeversorgung und auch Wärmeentsorgung. Beispielhaft wird die Abwärmeeinspeisung von Klimakälteprozessen mit sowohl Kompressionskälteanlagen als auch Absorptionskälteanlagen untersucht. Anhand Solarthermie wird das Für und Wider der Einspeisung erneuerbarer Energien hinsichtlich der Senkung des Primärenergiebedarfs und der Verdrängung von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen diskutiert.

Die Analysen erfolgen mit Hilfe modifizierter und neu entwickelter Modelle in der Simulationsumgebung *TRNSYS-TUD*.

Formelverzeichnis	V
Griechische Formelzeichen	VII
Indizes.....	VIII
Abkürzungen	XI
1. Einleitung.....	1
1.1 Entwicklungen der Fernwärmeversorgung	1
1.2 Zielstellung und Vorgehensweise	5
2. Bewertungsmethodik.....	7
2.1 Allgemeines.....	7
2.2 Energetische Bilanzierung.....	7
2.3 Primärenergetische Bewertung.....	9
2.4 Vergleich von KWK gegenüber getrennter Erzeugung.....	13
2.5 Definition der Nutzbarkeit von Abwärme.....	16
2.6 Anmerkungen zur Wirtschaftlichkeit	17
3. Werkzeuge und Modellstrukturen zur Simulation von multifunktionalen Fernwärmesystemen	18
3.1 Software	18
3.2 Grundlegende Anforderungen an die LowEx-Netze	20
3.3 Fernwärmenetz	22
3.4 Zentrale Energiebereitstellungsanlagen	25
3.5 Abnehmer	28
3.6 Dezentrale Energiebereitstellungsanlagen	36
4. LowEx-Fernwärmesystem: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter.....	40
4.1 Auflistung der untersuchten Variantenkombinationen.....	40
4.2 Wetterdaten	41
4.3 Fahrweisen des LowEx-Fernwärmesystems	42
4.4 Charakterisierung der Fernwärmenetzstruktur	43
4.5 Charakterisierung der Abnehmerstruktur	48
4.6 Konfiguration der zentralen Energiebereitstellungsanlagen	54
4.7 Konfiguration der dezentralen Energiebereitstellungsanlagen.....	56
5. Bestandsnetz: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter	67
6. Untersuchungsergebnisse und Diskussion	69

6.1	Auswirkungen verschiedener Netztemperaturen im LowEx-Netz	69
6.2	Wirtschaftlichkeit der Nacherwärmung mit Wärmepumpen.....	88
6.3	Dezentrale Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen im LowEx-Netz	91
6.4	Zentrale Wärmeeinspeisung von Solarthermieranlagen im LowEx-Netz	104
6.5	LowEx-Fahrweisen im Bestandsnetz	107
7.	Zusammenfassung und Ausblick.....	110
7.1	Energiepolitische Einordnung der Aufgabenstellung.....	110
7.2	Bewertungsmethodik.....	110
7.3	Simulationsmodelle	111
7.4	Linksprozesse in Fernwärmesystemen	112
7.5	Auswirkungen verschiedener Netztemperaturen im LowEx-Netz	112
7.6	Dezentrale Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen	115
7.7	Auswirkungen auf Bestandsnetze.....	117
7.8	Solarthermische Wärmeeinspeisung	118
7.9	Fazit.....	118
7.10	Ausblick	119
8.	Schrifttum.....	121
9.	Anhang	126
A.	Linksprozesse in LowEx-Fernwärmesystemen.....	126
A.1	Allgemeines.....	126
A.2	Bilanzraum, Bilanzgrößen.....	126
A.3	Einsatzbereiche.....	126
A.4	Technische Grenzen	128
A.5	Kältemittel	128
A.6	Kreisprozessgestaltung.....	133
A.7	Realisierte Anlagen	134
A.8	Marktverfügbarkeit.....	135
B.	Modellbeschreibung Kompressionswärmepumpe.....	137
B.1	Allgemeines.....	137
B.2	Literaturrecherche	138
B.3	Kreislaufberechnung	139
B.4	Zeitverhalten.....	144
B.5	Kennzeichnung.....	145
B.6	Schaltungen	146
B.7	Wärmeübertrager.....	148
B.8	Verdichter	157

B.9	Expansionsventil	160
B.10	Druckverluste	160
B.11	Berücksichtigung technischer Grenzen	160
C.	Auslegung der Kompressionswärmepumpen	162
C.1	Allgemeines.....	162
C.2	Kältemittel.....	162
C.3	Schaltung.....	162
C.4	Randbedingungen.....	163
C.5	Technische Grenzen	164
C.6	Kennlinien	165
C.7	Funktionsfähigkeit der Wärmepumpenschaltung.....	167
D.	Auslegung der Kompressionskälteanlagen	169
D.1	Allgemeines.....	169
D.2	Kältemittel.....	169
D.3	Schaltung.....	169
D.4	Technische Grenzen	170
D.5	Kennlinien	171
E.	Modellbeschreibung Solarthermieranlage.....	174
E.1	Allgemeines.....	174
E.2	Wetterdaten	174
E.3	Berechnung der Kollektorleistung.....	174
E.4	Berücksichtigung der Wärmeverluste und Hilfsenergien.....	175
F.	Modellbeschreibung Plattenwärmeübertrager.....	176
F.1	Allgemeines.....	176
F.2	Berechnung	176
F.3	Vergleich zwischen konstantem und variablem Wärmedurchgangskoeffizienten.....	178
G.	Ersatzmodell der Heizungsanlage	181
G.1	Berechnung	181
G.2	Vergleich der Vereinfachung gegenüber genauen Lastprofilen.....	184
H.	Modellbeschreibung Pufferspeicher	187
H.1	Allgemeines.....	187
H.2	Berechnung	187
H.3	Validierung.....	191
I.	Modellkonfiguration FW-Netz Allgemein.....	197
J.	Weitere Simulationsergebnisse.....	199

Formelverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	m^2
a	Ventilautorität, Annuitätsfaktor, Anteil, Azimut	$^\circ$
A, B, C	Koeffizienten	
A_G	Albedo	
a, n, m	Koeffizienten zur Berechnung des Wärmeübertragungsverhaltens einer Heizungsanlage	
b	Widerstandswert	$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 / \text{kg}^2$
\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	$\text{J} / (\text{K} \cdot \text{s})$
C_m	Wärmespeichervermögen der Gebäude	J / K
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität	$\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$
D	Durchmesser	m
\dot{G}	solare Einstrahlung	W / m^2
GLF	Gleichzeitigkeitsfaktor	
g	Fallbeschleunigung	m / s^2
H	Höhe	m
\dot{H}	Enthalpiestrom	$\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{s})$
h	Enthalpie	J / kg
i	Kalkulatorischer Zinssatz	$\%$
k	Wärmedurchgangskoeffizient, Rauigkeit der Rohrwandung, Spezifische Kosten	$\text{W} / (\text{m}^2 \text{K})$ mm $\text{€} / \text{Wh}$
K	Kosten	€
b_p, b_q	Koeffizienten der Wärmepumpenkennlinie	
K_T	Korrekturfaktor für Stoffwerte	
L, l	Länge	m
\dot{m}	Massestrom	kg / s
n	Drehzahl, Neigungswinkel eines Solarkollektors	$1 / \text{s}$ $^\circ$
N	Übertragungszahl	
NL	Speicherkennzahl	
Nu	Nusseltzahl	
p	Druck	Pa
P	elektrische Leistung	W

PEE	Primärenergieeinsparung einer KWK Anlage gegenüber ungekoppelter Erzeugung von Elektroenergie und Wärme	%
Pr	Prandtl-Zahl	
q_H	Flächenspezifischer Jahresheizwärmebedarf	Wh/(m ² a)
Q	Wärme	Wh
\dot{Q}	Leistung	W
R	Radius, Verhältnis der Wärmekapazitätsströme, Widerstandswert	m K/W
Re	Reynoldszahl	
s	Dicke	m
t	Temperatur	°C
T	Temperatur	K
U	innere Energie	J
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
V	Volumen	m ³
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
W	elektrische Arbeit	Wh
$\Delta W_{KW, netto}$	Minderung der elektrischen Jahresarbeit eines großen Kondensations-Kraftwerkes	Wh
x	Variable (allgemein)	
X	Wellenzahl	
Y	Wichtungsfaktor	

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Normierter Wärmeleistungsbedarf, Wärmeübergangskoeffizient, Neigungswinkel	W/m ² K °
β	Azimutwinkel	°
ε	Leistungszahl Kompressionswärmepumpe	
Φ	Oberflächenvergrößerungsfaktor	
η	Wirkungsgrad, dynamische Viskosität	kg/(m·s)
ν	Gütegrad	
φ	Betriebscharakteristik, Breitengrad, Prägewinkel, Heizlastverhältnis	° °
φ_N	Nutzbarkeit der Abwärme	
κ	Laufzeitkorrekturfaktor	
λ	spezifische Wärmeleitfähigkeit, Rohrreibungszahl, Liefergrad eines Verdichters, Längengrad	W/(m·K) °
λ_0	Bezugsmeridian	°
π	Druckverhältnis	
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Stromkennzahl	
τ	Zeit / normierte Zeit	
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
ξ	Widerstandsbeiwert	
ζ	Jahresnutzungsgrad, Wärmeverhältnis einer Absorptionskälteanlage	

Indizes

Symbol	Bedeutung
<i>0</i>	Verdampfer extern, Ausgangszustand
<i>A</i>	Außen, Austritt
<i>a</i>	Annual (jährlich)
<i>Ab</i>	abgeführt
<i>Abs</i>	Absorber
<i>aL</i>	Arme Lösung eines Absorptionskreislaufes
<i>B</i>	Betrieb
<i>bezogen</i>	Bezogener Strommix
<i>BP</i>	Bypass
<i>Br</i>	Brennstoff
<i>brutto</i>	brutto
<i>d</i>	Tag (day)
<i>DF</i>	Durchflussprinzip
<i>DG</i>	Druckgas
<i>E</i>	Einspeisung, Eintritt
<i>el</i>	elektrisch
<i>FW</i>	Fernwärme
<i>G</i>	Global, Grädigkeit
<i>Ges</i>	Gesamt
<i>Gl</i>	Gleichung
<i>H</i>	Heizung
<i>h</i>	hydraulisch
<i>HAST</i>	Hausanschlussstation
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HG</i>	Heißgas
<i>HKW</i>	Heizkraftwerk
<i>HW</i>	Heizwerk
<i>I</i>	Investition
<i>i</i>	innen
<i>i, j</i>	Zählvariablen
<i>is</i>	isentrop
<i>k</i>	Anzahl
<i>K</i>	Kondensator (Wärmesenke), Kapital
<i>KA</i>	Kälteanlage
<i>KM</i>	Kältemittel

<i>Ko</i>	Kondensierendes Arbeitsmittel
<i>Koll</i>	Kollektor
<i>krit</i>	kritisch
<i>KT</i>	Kühlturm
<i>KW</i>	Frischwasser (Trinkwasser), Kaltwasser, Kraftwerk
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>KWP</i>	Kompressionswärmepumpe
<i>m</i>	mittel
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>N</i>	Auslegung, Nenn
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>netto</i>	Netto
<i>HN</i>	Nacherwärmung
<i>o</i>	optisch
<i>p</i>	primär, primärenergetisch
<i>P</i>	Parallel, Pumpe, Platte
<i>R</i>	Reihe, Kältemittel (Refrigerant), Rohr
<i>reg</i>	regenerativ
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>rL</i>	Reiche Lösung eines Absorptionskreislaufes
<i>s</i>	Siedezustand, sekundär
<i>SG</i>	Sauggas
<i>SH</i>	superheating (Überhitzung)
<i>SL</i>	Speicherladesystem
<i>Sol</i>	Solution (Lösung)
<i>soll</i>	Sollwert
<i>ST</i>	Solarthermie
<i>th</i>	Thermisch
<i>TWE</i>	Trinkwassererwärmung
<i>U</i>	Umgebung
<i>V</i>	Verdampfer extern (Wärmequelle), Verlust, Ventil, Verbrauch
<i>verdr</i>	Verdrängter Strommix bei Einspeisen von KWK-Anlagen
<i>VL</i>	Vorlauf
<i>VW</i>	Vorwärmer
<i>W</i>	Wasser, Wand
<i>WP</i>	Wärmepumpe

<i>WÜ</i>	Wärmeübertrager
<i>WV</i>	Wärmeversorgung, Wärmeverlust
<i>WW</i>	Warmwasser
<i>Zapf</i>	Zapfung (Warmwasser)
<i>Zirk</i>	Zirkulation
<i>Zu</i>	Zugeführt

Abkürzungen

AbKM	Absorptionskältemaschine
AN	Abnehmer
AP	Arbeitspreis Fernwärme
BHKW	Blockheizkraftwerk
COP	Coefficient Of Performance (Leistungszahl)
DE	Desorber
DF	Durchflussprinzip
DT	Dampfturbine (1/2)
DWD	Deutscher Wetterdienst
EEG	Erneuerbare Energien Einspeisegesetz
EFH	Einfamilienhaus
EG-HKW	Entnahme-Gegendruck-Heizkraftwerk
EnEV	Energieeinsparverordnung
EVI	Evaporated Vapor Injection (Dampfeinspritzung)
FCKW	Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
FVU	Fernwärmeversorgungsunternehmen
FW	Fernwärme
GP	Grundpreis Fernwärme
GT	Gasturbine
GuD	Gas und Dampf
GWP	Global Warming Potential
H-FCKW	halogenierte Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
HKW	Heizkraftwerk
HW	Heizwerk
ILK	Institut für Luft und Kältetechnik
KA	Kälteanlage
KGL	Kältelastgang mit Grundlastanteil
KKM	Kompressionskältemaschine
KM	Kältemittel
KMR	Kunststoffmantelrohr
KSL	Kältelastgang ohne Grundlastanteil (nur Spitzenlast)
KT	Kühlturm, Rückkühlwerk
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung
KWP	Kompressionswärmepumpe
MFH	Mehrfamilienhaus

MOP	Maximum Operating Pressure
PMR	Kunststoffmantelrohre mit polymeren Mediumrohren
RV	Regelventil
SL	Speicherladesystem
SLWP	LowEx-Speicherladesystem mit Kompressionswärmepumpe
SP	Speicher
TRY	Testreferenzjahr
TWE	Trinkwassererwärmung
VW	Vorwärmer
WAST	Wohnungsanschlussstationen
WOE	Wohneinheit
WSVO	Wärmeschutzverordnung
WÜ	Wärmeübertrager

1. Einleitung

1.1 Entwicklungen der Fernwärmeversorgung

Der Bau des ersten europäischen Fernheizwerkes in Europa im Jahr 1900 in Dresden war ein entscheidender Schritt für eine sichere und umweltfreundliche Heizwärmeversorgung der damaligen Kulturstätten. Die verringerte Rauch- und Rußbelastung und die sinkende Brandgefahr inspirierte sehr schnell auch andere Städte und Länder, sodass fast zeitgleich in Dänemark, Island, USA, Kanada, Schweiz und Russland eine starke Entwicklung der Fernwärme stattfand /Munser 82/. Das auf Grund seiner hohen Wärmekapazität¹ vorherrschende Wärmeträgermedium Wasser wurde bis in die späten 80er Jahre hinein überwiegend in Form von Dampf transportiert. Um neben der Heizwärmeversorgung auch technologische Prozesse bedienen zu können, wurden Temperaturen von über 150 °C erzeugt.

Mit der Entwicklung von Wärmekraftprozessen stellte sich sogleich die Frage nach der optimalen Temperatur der Wärmeauskopplung. Bereits 1971 weist Walther Pauer auf die exergetischen Einsparpotentiale innerhalb der Niedertemperaturwärmeversorgung hin /Pauer 71/. Eine europaweite Übersicht in Bild 1-1 nach /Munser 82/ dokumentiert den Stand der Fernwärme im Jahr 1982.

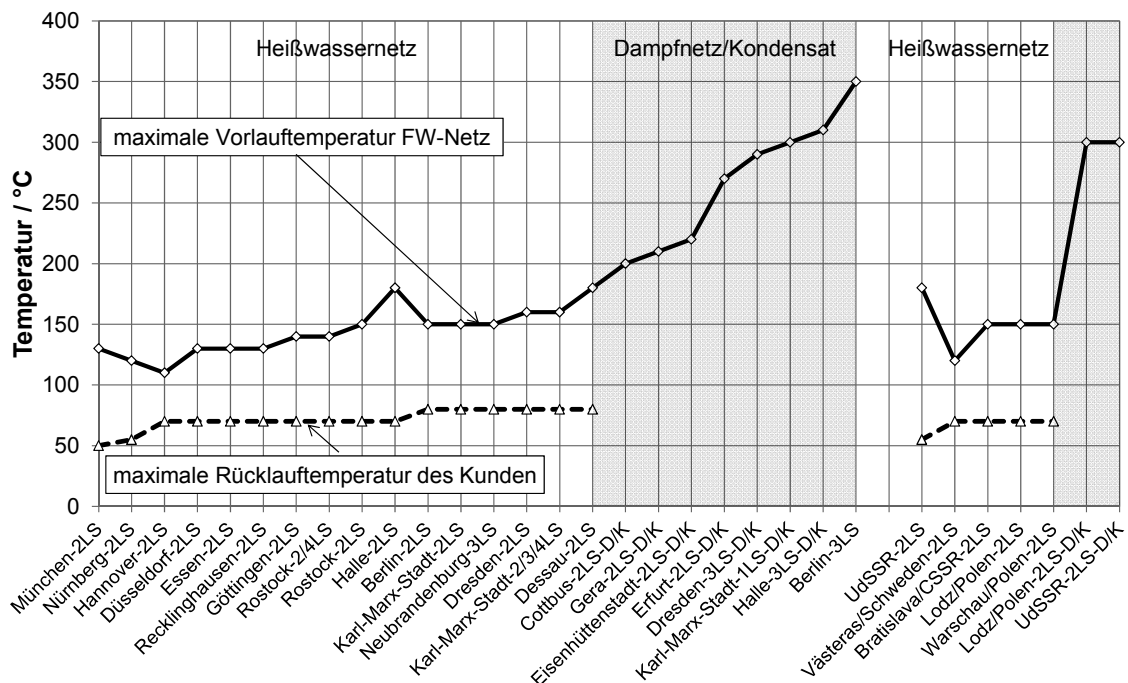


Bild 1-1 Übersicht über die Auslegungstemperaturen von Fernwärmenetzen, Stand 1982 /Munser 82/ (LS...Leittersystem; D/K...Dampf/Kondensat)

Für die beste exergetische Auslastung der Heizkraftwerke (HKW) und Reduzierung der Netzwärmeverluste schlug Munser den Kombibetrieb zwischen temperatur geregelter und mengengeregelter Fahrweise bei einer minimalen Fernwärmeverlauftemperatur von 70 °C vor, die unter Berücksichtigung von Wärmeübertragergrädigkeiten und Wärmeverlusten zur thermischen Desinfektion (Legionellen) der Trinkwassererwärmung (60 °C in den Hausanlagen) notwendig ist.

Weitere Maßnahmen zur Effizienzsteigerung der Fernwärmeversorgung wurden mit dem Erdölembargo von 1973 und der zweiten Ölkrise im Jahr 1979 notwendig. Heinrich konstatiert, dass Kompressionswärmepumpen einen Beitrag zur Energieeinsparung in Fernwärmenetzen leisten können, wo Netzabschnitte hydraulisch ausgelastet sind und zur Versorgung von Neubaugeländen Trassen im innerstädtischen Kerngebiet verlegt werden müssen /Heinrich 86/. Dabei wurden erste

¹ gegenüber z. B. Heißluft

1 Einleitung

Konzepte zur Einspeisung von Umweltenergie oder Abwärme in den Fernwärmerücklauf mit Einsparpotentialen von bis zu 12 % an Brennstoffwärme entworfen. Der Trend zu niedrigen Netztemperaturen setzte vor allem dann ein, als mit Kunststoffmantelrohren (KMR) preisgünstige Rohrmaterialien und Verlegeverfahren marktreif wurden, die für eine maximale Medientemperatur von bis zu 135 °C einsetzbar sind. Die Einführung von preiswerten und kompakten Plattenwärmeübertragern führte zunehmend zur hydraulischen Entkopplung der Gebäude vom Netz (indirekter Heizungsanschluss). Wenn dadurch auch ein Temperaturverlust auf Grund der Grädigkeit in Kauf genommen werden muss, können niedrigere Druckstufen innerhalb der Gebäudetechnik verwendet werden. Besonders die damit ermöglichte Installation feinjustierbarer Thermostatregelventile führte zu einer Absenkung der Heizrücklauftemperatur, sodass auch das Exergieniveau der Fernwärmeversorgung verringert werden konnte /Winkens 99/. Eine Umfrage in sächsischen Energieversorgungsunternehmen erbrachte die in Bild 1-2 dargestellte Übersicht der Netzfahrweise. Es wird deutlich, dass die meisten der befragten (Primär- und Sekundär-) Netze mit maximalen Vorlauftemperaturen kleiner 110 °C betrieben und in Schwachlastzeiten bis zu 70 °C gefahren werden.

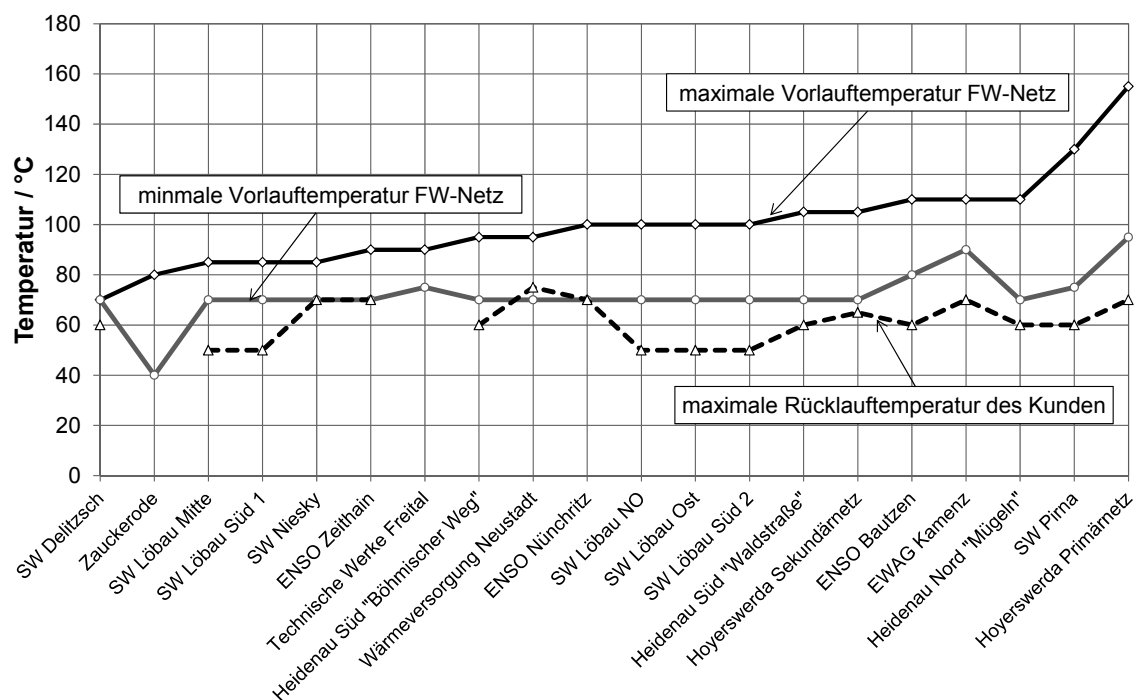


Bild 1-2 Umfrageergebnis zu Netztemperaturen, Stand Februar 2010

Mit 40 im Fernwärmesektor tätigen Mitgliedsunternehmen veröffentlichte die europäische Technologieplattform DHC+ (District Heating and Cooling plus) im März 2012 ihr Vision Paper über die Zukunft der europäischen Fernwärme und Fernkälte für den Zeithorizont bis 2020, 2030 und 2050 /DHCVP 12/. Demnach decken derzeit europaweit mehr als 5000 Fernwärmesysteme einen Anteil von etwa 10 % des europäischen Wärmebedarfes (556 TWh) und erwirtschaften dabei einen Umsatz von etwa 25-30 Milliarden Euro. Bis 2020 soll der Anteil der Fernwärme auf 18-20 % wachsen. Dies würde ermöglichen, dass 9,3 % aller europäischen CO₂ Emissionen durch Fernwärme vermieden und der Primärenergiebedarf um jährlich 595 TWh gesenkt werden kann, was 2,6 % des europäischen Primärenergiebedarfes entspricht. Der Anteil an erneuerbaren Energien soll dabei von derzeit 14 % auf 25 % gesteigert werden. Um diesen hohen Marktanteil zu erreichen und bis zum Jahr 2030 weiter auszubauen, muss die Struktur der Fernwärmeversorgung und die Interaktion zwischen Versorger und Kunde verändert werden. Das Vision Paper spricht von intelligenten Netzwerken („Smart Grids“), in denen die Kunden selbst Überschusswärme aus z. B. Solarthermie in Niedertemperatur-Fernwärmenetze einspeisen und damit ein ausgewogener Mix verschiedener Brennstoffarten entsteht. Das Temperaturniveau wird den Bedürfnissen der Kundenanlagen angepasst. Diese Netzwerke sollen bis 2050 verdichtet, koppelbar gestaltet werden

und auf hauptsächlich erneuerbaren Energien basieren. Die Dringlichkeit der Umsetzung einer energieeffizienten Wärmeversorgung mit regenerativem Anteil wird durch das Energiekonzept der deutschen Bundesregierung /Eko 10/ verstärkt. Diesem zur Folge soll bis 2020 der Gebäudewärmebedarf um 20 % reduziert werden. Bis 2050 wird eine Senkung des Primärenergiebedarfes um ca. 80 % angestrebt. Der restliche Energiebedarf soll dabei weitestgehend mit erneuerbaren Energien gedeckt werden. Die in /DHCVP 12/ beschriebene Umstrukturierung der Fernwärmeversorgung zu Niedrigexergiesystemen auf Basis von KWK mit dezentraler Wärmeeinspeisung erneuerbarer Energiequellen ist zum Erreichen der Ziele unabdingbar.

Der erste Schritt in der Umsetzung ist die weitere Absenkung der Netztemperaturen, welche die effiziente Einspeisung erneuerbarer Energien und eine Reduzierung der Wärmeverluste ermöglicht. Eine wesentliche Begrenzung besteht dabei in der Notwendigkeit des Legionellenschutzes im Trinkwarmwasserbereich, was zumeist thermisch, also über Einhaltung einer Mindesttemperatur, realisiert wird. Eine aktuelle Studie bestätigt, dass in ganz Europa gesetzliche Vorschriften zur Einhaltung von mindestens 55 °C oder 60 °C bei Wasservolumen größer 3 l gelten /Beyssat 10/. Unter Berücksichtigung der Grädigkeiten im Wärmeübertrager und Wärmeverluste in den Verteilungen müssen somit an den Einspeisestellen eines Fernwärmesystems etwa 65 °C bis 70 °C eingehalten werden.

In /Gobmaier 05/ und /Kraus 06/ werden Ansätze vorgestellt, bei denen in relativ kleinen Kommunen die Netztvorlauftemperatur auf 40 °C bis 50 °C reduziert und nur dann angehoben wird, wenn die dezentralen Speicher der TWE ein Ladesignal an die zentrale Steuerung senden. Die Beladung der Speicher aller Gebäude erfolgt dabei in einheitlichen, festgelegten Intervallzeiten. Die Speicher werden von Solarthermieranlagen vorgeladen und vom Fernwärmenetz bei unzureichender Beladung nacherhitzt.

Auch der Einschätzung von Brand, Thorson und Svendsen /Brand 12/ zu Folge werden zukünftige Fernwärmesysteme nur noch dann wettbewerbsfähig sein, wenn sie die Vorteile niedriger Netztemperaturen, im Besonderen die Absenkung der Netzwärmeverluste und damit verbunden eine Einsparung an Brennstoffenergie, nutzen. In Kombination mit hochwärmegeprägten PEX-Doppelrohrsystemen, die durch die einfachere und schnellere Verlegung eine Investitionskostenreduktion ermöglichen, ist dann auch eine wirtschaftliche Erschließung von Wohngebieten mit niedrigem, flächenspezifischem Heizenergiebedarf möglich. PEX Rohre sind für einen Einsatzbereich von < 95 °C geeignet, erfordern also auch aus Materialsicht niedrige Fernwärmeverlauftemperaturen. Als optimale Netztemperaturen werden in /Brand 12/ 50 °C im Vorlauf und 25 °C im Rücklauf vorgeschlagen. Zur Lösung der Legionellenproblematik untersucht Svendsen Wohnungsanschlussstationen (WAST) mit Plattenwärmeübertragern im einstufigen, direkten Durchflusssystem und Bypasssystemen zur Verringerung der Anlaufzeiten. Als Alternative zu den WAST muss in Speichersystemen eine Temperatur von größer 60 °C eingehalten werden oder die Speicher werden auf die primäre Seite der Hausanschlussstation (HAST) verlagert. Letztere Option wird von Li und Svendsen energetisch und exergetisch vergleichend gegenüber WAST im Fernwärmeverbund bilanziert /Li 12/. Im Ergebnis erlaubt die Pufferwirkung der Speicher eine Verringerung der Anschlussleistung, eine Verkleinerung der Rohrleitungsquerschnitte und verursacht damit einhergehend sinkende Wärmeverluste. Exergetisch unterscheiden sich die Varianten auf Grund der größeren Reibungsverluste und des damit höheren Pumpenenergieaufwandes nur geringfügig. Auswirkungen auf die Energiebereitstellungsanlagen werden jedoch nicht in die Bilanzierung einbezogen.

Wird die notwendige Temperatur der TWE anstatt zentral direkt am Verbraucher sichergestellt, kann die Netztemperatur gesenkt und die exergetische Effizienz gesteigert werden. Bereits 1999 diskutierte Winkens die Anwendung von Wärmepumpen zur dezentralen Temperaturerhöhung /Winkens 99/. Er prägte den Begriff der „Kalten Fernwärme“, bei der ein Fernwärmenetz auf sehr niedrigem Temperaturniveau den verbrauchernahen Wärmepumpen als Wärmequelle dienen soll. In der Zwischenzeit wurden vor allem geothermische Projekte zur Nutzung von Niedertemperaturwärme und oberflächennahe Gewässer als Wärmequelle der kalten Fernwärme untersucht /Veld 10/.

Die Niedertemperaturnetze bieten dann auch die Möglichkeit der effizienten solarthermischen Wärmeerzeugung und -einspeisung. Um diese Entwicklung zu beschleunigen, förderte die deutsche Bundesregierung zwischen 1993 und 2002 die Entwicklung von Großanlagen durch das BMU und das BMWi im Forschungsvorhaben Solarthermie2000. Das Folgeprojekt von 2004 bis 2008 trägt den Namen Solarthermie2000plus. Insgesamt wurden 18 Demonstrationsanlagen zur solar unterstützten Nahwärmeversorgung mit Langzeitspeichern in Deutschland gebaut und werden bis heute betrieben /Solites 03/, /ST2000/. Im günstigsten Fall konnte eine solare Deckungsrate von 49 % (Rostock) erreicht werden. Wie auch bei Wärmepumpensystemen wirkt sich die Netztemperatur direkt auf die Erzeugungswirkungsgrade aus. Deshalb kommen in einigen dieser Netze Wärmepumpen zum Einsatz, die den Netzurücklauf auskühlen und dabei gleichzeitig die Kapazität der Langzeitwärmespeicher erhöhen.

Da in etablierten Fernwärmesystemen die Absenkung der Vorlauftemperatur unter Beachtung der Versorgungssicherheit (konstanter Wärmebedarf) nur begrenzt möglich ist, richteten sich die Bemühungen dort hauptsächlich auf die Rücklauftemperatur. Die Ideen, die Heinrich bereits 1986 veröffentlichte /Heinrich 86/, spiegelte Bartels in einem Kurzbericht über Erfahrungen mit Hochdruckwärmepumpen der Firma York wieder und erwähnt die Nutzung des Fernwärmerücklaufes als Wärmequelle /Bartels 02/. Die Wärmepumpen, die entweder den Fernwärmeverlauf nacherhitzen oder die Trinkwassererwärmung direkt realisieren sollen, werden mit Ammoniak betrieben und besitzen Hochdruckverdichter, die bis zu 40 bar druckfest sind. Auch /Knierim 07/ greift diesen Gedanken auf, um mit der Wärmequelle Fernwärme kostenintensive Brunnen oder Sondenbohrungen einzusparen. Nachdem Wirths /Wirths 08/, /Wirths 10/ bestätigen konnte, dass die Kundenversorgung aus dem Netzurücklauf zu mehrheitlich positiven Effekten führt, wie z. B. den Netzausbau ohne zusätzlichen Aufwand an Elektroenergie für die Netzumwälzpumpen, die Senkung von Wärmeverlusten im Netzurücklauf und einer möglichen Effizienzsteigerung der Heizkraftwerke, beschäftigte sich auch der Autor dieser Arbeit innerhalb des Forschungsprojektes LowEx Fernwärme – Multilevel District Heating /MDH 10b/ mit weiteren Möglichkeiten zur Absenkung der Netzurücklauftemperatur. LowEx meint an dieser Stelle, das exergetisch niedrige Potential des Netzurücklaufes als Wärmequelle für Kompressionswärmepumpen zu nutzen und damit die Trinkwassererwärmung zu realisieren. Dem gegenüber verwenden derzeit installierte Rücklaufanlagen eine Sicherheitseinspritzung über den Netovorlauf oder einen dritten Hochtemperaturleiter, um das notwendige Temperaturniveau zu garantieren. Die Untersuchungsergebnisse wurden ausführlich im Abschlussbericht des Projektes /MDH 10b/ dargelegt. Es wird deutlich, dass die Kraftwerkseffizienz in den untersuchten (Dampfturbinen-) Heizkraftwerken aus primärenergetischer Sicht mit sinkender Rücklauftemperatur steigt. Die notwendige Nacherwärmung mit den Wärmepumpen führt jedoch zu einem elektrischen Hilfsenergieaufwand, der die energetische Bewertung deutlich negativ beeinflusst und dies trotz hoher Leistungszahlen von größer 6,0. Gegenüber einer Vorlaufversorgung ist kaum primärenergetisches Einsparpotential erkennbar. Zu empfehlen ist die Anwendung der Wärmepumpen im Netzurücklauf folglich dort, wo durch hydraulische Restriktionen ein Anschluss an den Vorlauf nicht möglich ist. Hier zeigen sich die Systeme wesentlich effizienter als beispielsweise eine rein elektrische Nacherwärmung.

Die in obigem Vision Paper der DHC+ vorgestellten Ziele von intelligenten Fernwärmesystemen, die sich durch Interaktion mehrerer Einspeiser und niedrige, z. T. variable Netztemperaturen auszeichnen, skizzierte Joachim Zschernig bereits im Jahr 2004 /Zschernig 04/. Er verbindet die beiden Ansätze, das Fernwärmenetz als Wärmequelle und gleichzeitig zur Entsorgung von Überschusswärme zu benutzen, wie sie bei Solarthermieranlagen oder auch bei Kälteanlagen anfällt /Zschernig 04/. Damit entwickelte er den Gedanken des Multifunktionalen Fernwärmesystems, das auf einem mittleren Temperaturniveau betrieben werden sollte und die Möglichkeit bietet, Abwärme oder Umweltwärme auf niedrigem Temperaturniveau dezentral einzuspeisen sowie Überschusswärme zentral zu „entsorgen“. Die notwendige Temperaturerhöhung einzelner Verbraucher sollte mit Wärmepumpen lokal realisiert werden. Die geistigen Ansätze Zschernigs sind Inspiration und Grundlage für die vorliegende Arbeit.

1.2 Zielstellung und Vorgehensweise

Wie die Literaturrecherche nach Abschnitt 1.1 zeigen konnte, besteht eine internationale Tendenz und Notwendigkeit zu Niedertemperatur-Fernwärmesystemen. Autoren sprechen von Effizienzerhöhung der Energiebereitstellungsanlagen, der Senkung der Verteilungsverluste, niedrigeren Rohrmaterial- und Verlegekosten und der Möglichkeit der dezentralen Wärmeeinspeisung regenerativer- oder Abfallenergien. Während es im Gebäudesektor bereits intensive Bemühungen einer energetischen und exergetischen Analyse des Gesamtsystems Wärmeerzeugung-Wärmeverteilung-Wärmebedarf gibt /Annex 37/ /Annex 49/ /LowEx.Net/ u. a., konnten systemische Betrachtungen in der Fernwärme unter Berücksichtigung der thermischen Abhängigkeit der Erzeuger, des Verteilsystems und der Abnehmer nicht ermittelt werden. Wenn aber zur Sicherstellung eines Mindesttemperaturniveaus bei der Trinkwassererwärmung (TWE) zusätzlicher Energieaufwand zur lokalen Nacherwärmung notwendig wird, muss im Sinne einer wirklichen Energiebedarfsreduktion eine gesamtsystemische Betrachtung erfolgen.

Demnach ist die zentrale Fragestellung der vorliegenden Dissertation, ob Fernwärmesysteme mit Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) vor dem Hintergrund der Legionellenproblematik auf Niedertemperaturbasis energieeffizienter betrieben werden können als mit konventionellen Fahrweisen und wie sich neue Möglichkeiten zur Einbindung dezentraler Wärmequellen im Systemverbund Energiebereitstellungsanlagen, Fernwärmenetz und Abnehmer auswirken. Das Fernwärmesystem der reinen Wärmeversorgung wird dabei zum „multifunktionalen Fernwärmesystem“ zur gekoppelten Wärmever- und -Entsorgung.

Svend Svendsen definiert diesen Schritt in /AnnexX 11/ als die „4. Generation Fernwärme“. Dies bedeutet, dass die Versorgungstemperatur temporär unter 60 °C abgesenkt wird, sodass Niedertemperaturwärmequellen, im Besonderen regenerative Energien, eingebunden und effizient betrieben werden können.

Die vorliegende Arbeit geht noch einen Schritt weiter, in dem nicht nur die Parameter des Fernwärmenetzes sondern vor allem auch seine Funktion verändert werden. Das Angebot der Wärmeentsorgung ergänzt die traditionelle Aufgabe der Wärmeversorgung. Multifunktionalität bedeutet in diesem Sinne, dass der Netzbetreiber als Dienstleister auftritt, der ein Temperaturniveau anbietet, ohne die Richtung des Energieflusses einzuschränken. Es bleibt dann die Aufgabe des Netzbetreibers, sich um die Wärmever- und ggf. Entsorgung oder Speicherung zu kümmern. Das Abwärmemanagement wird damit vom dezentralen Erzeuger (z. B. Kälteanlagenbetreiber) zum Netzbetreiber verschoben.

Als Maßnahmen für eine effiziente Fernwärmeversorgung werden deshalb verschiedene Temperaturniveaus der Wärmeversorgung und die dezentrale bzw. regenerative Wärmeeinspeisung diskutiert. Die vorliegende Arbeit unternimmt dabei nicht den Versuch, eine technisch und hydraulisch optimierte Netz- und Anlagenkonfiguration zu erarbeiten. Vielmehr werden verschiedene Fahrweisen des FW-Systems im Vergleich zu einer als Konventionelle-Fahrweise definierten Versorgungsvariante dargestellt und mit verschiedenen Bewertungsmethoden analysiert und bilanziert. Aus den Ergebnissen werden Empfehlungen für energetisch effiziente Betriebsweisen abgeleitet.

Kundenseitig wird davon ausgegangen, dass die Heizungsanlagen dem Temperaturniveau der Fernwärme angepasst sind. LowEx-Fernwärme heißt dann auch, dass die TWE nicht in allen Lastfällen durch das Fernwärmesystem sichergestellt ist. Vielmehr werden elektrische Nacherwärmung bzw. Wärmepumpeneinsatz für die TWE erforderlich. Die technische Realisierbarkeit solcher Lösungen ist zu untersuchen und ggf. sind neuartige technologische Konzepte abzuleiten. Im Gegensatz zu den diversen Detailstudien ausgewählter Komponenten der TWE (siehe Literaturrecherche), wurden die LowEx-Wärmepumpenschaltungen hier für eine energiesystemische Analyse konzipiert und erheben nicht den Anspruch auf regelungstechnische und hydraulische Ausgereiftheit.

Die niedrigen Fernwärmemetemperaturen ermöglichen die dezentrale Wärmeeinspeisung unter effizientem Anlagenbetrieb von z. B. Kältemaschinen und Solarthermieranlagen – also die Multifunktionalität. Der Untersuchungsschwerpunkt der Aufnahme dezentraler Wärmequellen wird

1 Einleitung

auf die Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen gelegt. Dabei kann ein Teil des Brennstoffbedarfes der zentralen Erzeuger substituiert werden. Die Kälteanlagen müssen kein eigenes Rückkühlwerk besitzen, was Platz- und Kostenersparnis mit sich bringt. Kälteanlagen mit der Funktion der Abwärmeeinspeisung werden deshalb fortfolgend als dezentrale Energiebereitstellungsanlagen bezeichnet.

Die Wärmeversorgung der Absorptionskältemaschinen mit hohen heizseitigen Temperaturen und geringen Spreizungen ist der Alternative Kompressionskältemaschine gegenüber zu stellen. Beide Varianten werden jeweils mit der heute typischen Kombination eines lokalen Rückkühlwerkes und der Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz betrachtet. Zudem werden ausgewählte Ergebnisse der Integration solarthermisch erzeugter (zentral eingespeister) Wärme vorgestellt. Die Abwärmenutzung aus Kälteanlagen und Solarthermie wurde gewählt, da für diese Systeme verallgemeinerungsfähige Parameter zur Verfügung stehen, wohingegen beispielsweise industrielle Abwärmequellen immer anlagenspezifisch zu betrachten sind.

Die Bilanzierung nach Brennstoffbedarf und Erzeugung von Elektroenergie und Wärme ist für Energieversorger nach wie vor die wichtigste Grundlage für Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen sowie zur Abschätzung ökologischer Auswirkungen. Methodisch soll die Beantwortung der Fragestellungen deshalb in erster Linie mit Hilfe energetischer Jahresbilanzen erfolgen, aus denen die Versorger weiterführend individuelle Kostenabschätzungen oder auch Emissionsrechnungen für CO₂ ableiten können.

Die energetischen Betrachtungen beinhalten auch eine primärenergetische Bewertung, wie sie zunehmend politisch gefordert ist /EnEV/, /EKO 10/ und einen Vergleich der KWK Anlagen gegenüber Anlagen zur getrennten Erzeugung von Elektroenergie und Wärme nach /EEWärmeG/. Entsprechend dieser wirtschaftlichen und politischen Interessenlagen werden die folgenden Bewertungsmethoden gewählt:

- Energetische (Kalorische) Bewertung
- Berechnung des Primärenergiefaktors der Fernwärme nach DIN V 18599
- Vergleichende Betrachtung von KWK gegenüber getrennter Erzeugung von Strom und Wärme auf Basis harmonisierter Wirkungsgradreferenzwerte nach EU Richtlinie 2004/8/EG.

Die Voraussetzung für die angestrebte systemische Analyse vom Energieerzeuger bis zum Abnehmer und deren energetische Bewertung für den Zeitraum eines gesamten Jahres ist eine geeignete Software zur Simulation von Fernwärmesystemen in Voll- und allen Teillastfällen. Das am Lehrstuhl für Gebäudeenergie-technik und Wärmeversorgung verfügbare Programmpaket der TU Dresden *TRNSYS-TUD* wurde gegenüber am Markt verfügbarer Software zur Fernwärmesimulation geprüft, weiterentwickelt und steht damit für die anstehenden Simulationen als Arbeitswerkzeug zur Verfügung. Eine Kurzbeschreibung der entwickelten, fernwärmespezifischen Module ist dem Anhang dieser Arbeit beigelegt.

Für die vergleichenden Bewertungen verschiedener Netzfahrweisen wird im Fokus vorliegender Arbeit ein neu konzipiertes Fernwärmenetz geringer Anschlussleistung verwendet. Die Ergebnisse werden anschließend mit denen eines Bestandsnetzes verglichen und diskutiert.

2. Bewertungsmethodik

2.1 Allgemeines

Die nachfolgend vorgestellten Bilanzierungsmethoden erlauben die Bewertung eines Fernwärmesystems inklusive Energiebereitstellungsanlagen und Wärmeabnehmer. Der Bilanzzeitraum aller hier angestellten Untersuchungen erstreckt sich über ein Jahr. Dies ermöglicht es, in Verbindung mit allgemein typischen Klimadaten (Testreferenzjahre des Deutschen Wetterdienstes /TRY 04/), realitätsnahe Voll- und Teillastbedingungen in die Bewertung einzubeziehen.

Um die konventionellen Fahrweisen des Fernwärmenetzes mit LowEx-Fahrweisen vergleichen zu können, werden zur Berechnung des thermischen Nutzenergiebedarfes für Heizung und Trinkwassererwärmung bei allen simulierten Szenarien die gleichen Randbedingungen verwendet. Unabhängig davon, welches Heizungssystem oder welche Art TWE die Abnehmer verwenden, müssen die Energieversorgungsanlagen in allen Szenarien die gleiche thermische Nutzenergie zur Verfügung stellen (siehe Bild 2-1). Unterschiede für den zu liefernden Endenergiebetrag des Fernwärmenetzes ergeben sich dann, wenn im LowEx-System eine dezentrale Nacherwärmung realisiert wird und die Speicherverluste der Abnehmer durch unterschiedliche Betriebsweisen variieren. Die gebäudeinternen Verteilverluste der Heizwärmeversorgung werden nicht berücksichtigt. Bei der TWE werden mit Speicherladeprinzip Zirkulationsverluste angesetzt und mit Durchflussprinzip in Wohnungsanschlussstationen ein anteiliger Wärmeverlust durch Zirkulationsbrücken².

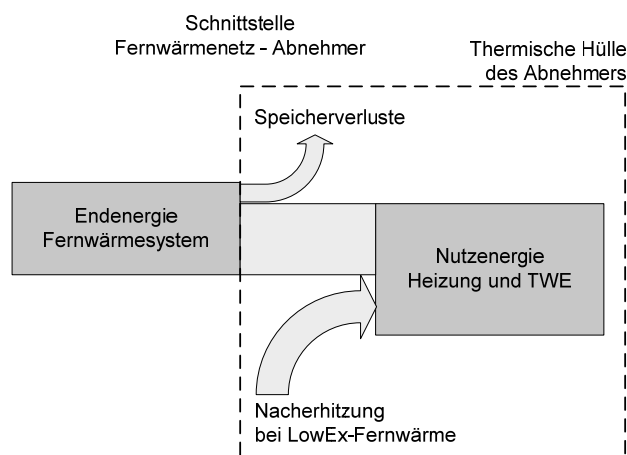


Bild 2-1 Energieflussbild thermisch an der Schnittstelle Fernwärmenetz-Abnehmer

Für die Untersuchungen zur Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen wird analog auch der gleiche Kältelastgang in allen Szenarien verwendet und damit die Vergleichbarkeit der verschiedenen Berechnungen ermöglicht.

Für alle Energiebereitstellungsanlagen wird weiterhin angenommen, dass diese wärmegeführt betrieben werden. Die erzeugte elektrische Last wird in das übergeordnete Stromnetz eingespeist.

2.2 Energetische Bilanzierung

In Bild 2-2 werden die Schnittstellen zwischen den Bereichen Energiebereitstellung, Fernwärmenetz, Abnehmer und ausgewählte energetische Bilanzgrößen aufgezeigt.

² In Anlehnung an das Anlagenkonzept in /SNAB 10/

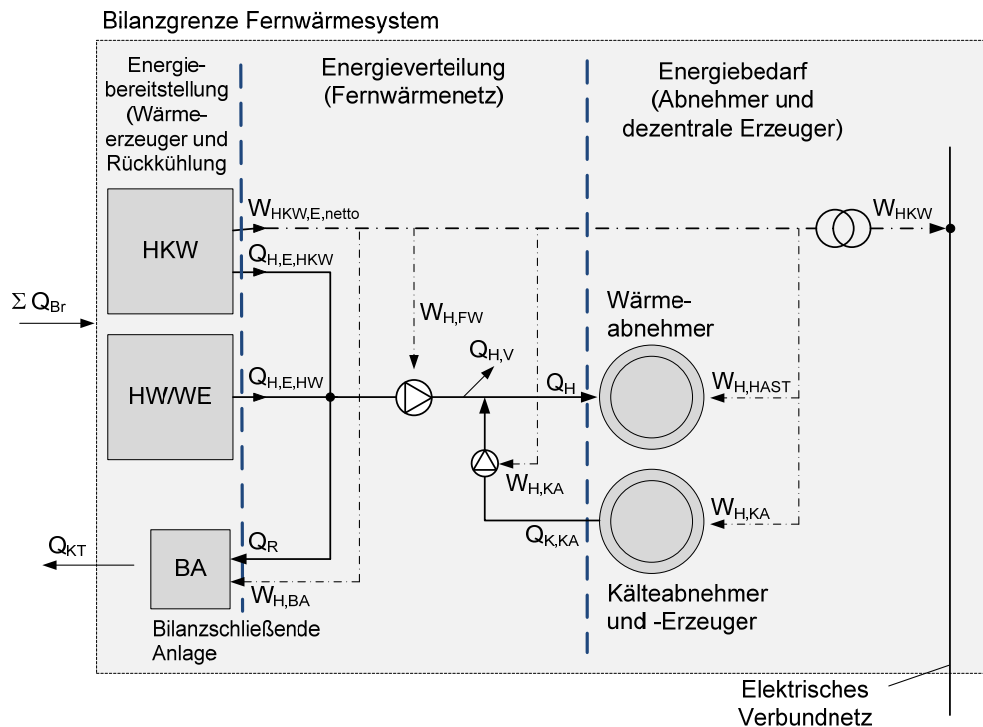


Bild 2-2 Bilanzgrenze und Schnittstellen des Fernwärmesystems

Die zentralen Energiebereitstellungseinheiten übergeben an der Schnittstelle zum Fernwärmenetz in jedem Zeitschritt der Berechnung thermische Energie $Q_{H,E}$ und elektrische Energie $W_{HKW,E,netto}$. Der elektrische Eigenbedarf der Energieerzeuger $W_{H,HKW}$ wird von deren brutto-Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,brutto}$ abgezogen (in Bild 2-2 nicht dargestellt, da innerhalb der Bilanzgrenze HKW). Über temperatur- und lastabhängige Kennlinien wird der Brennstoffbedarf der Erzeuger ΣQ_{Br} berechnet.

Innerhalb des Fernwärmenetzes (Bereich Energieverteilung) kann die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie vernachlässigt werden. Auch Wasserverluste im Fernwärmesystem werden nicht berücksichtigt, sodass sich die energetische Bewertung auf die zu- und abgeführten elektrischen und thermischen Energieströme reduziert.

Auf Grund von Temperaturdifferenzen zwischen dem Wärmeträgermedium und seiner Umgebung entstehen in der Kette zwischen Erzeuger und Abnehmer Verluste an folgenden Stellen (Bild 2-3):

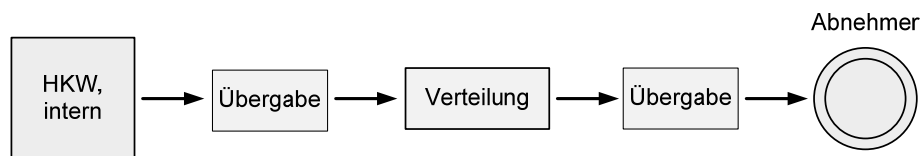


Bild 2-3 Schema Verlustkette

In der Simulation des Fernwärmenetzes werden thermische Verluste $Q_{H,V}$ berechnet. Übergabeverluste in den Wärmeübertragern zur Schnittstelle Energiebereitstellung und Abnehmer werden nicht berücksichtigt. Im elektrischen Verteilnetz, werden ebenfalls keine Übergabeverluste und zudem auch keine Verteilungsverluste berücksichtigt.

Die LowEx-Netze mit niedrigen Systemtemperaturen ermöglichen die gleichzeitige Wärmever- und Wärmeentsorgung, d. h. Abwärmequellen wie von Kälteanlagen, dargestellt in Bild 2-2, können in das System aufgenommen werden. Wird mehr Abwärme $\dot{Q}_{K,KA}$ dezentral eingespeist als Bedarf \dot{Q}_H besteht, soll der Wärmeüberschuss \dot{Q}_R unter Berücksichtigung der Netzspeicherleistung über eine bilanzschließende Anlage kompensiert werden. Da diese Arbeit als eine Art Potentialstudie dient, wird die technische Umsetzung selbst nicht näher untersucht. Denkbar wären

die Einbindung in einen zentralen Speicher oder die Nutzung vorhandener Rückkühlwerke. In vorliegender Arbeit wird der energetisch eher ungünstigere Fall der zentralen Rückkühlwerke verwendet. Im Gegensatz zu Pufferspeichern kann der Wärmeüberschuss damit nicht mehr für die Versorgungsaufgabe erschlossen werden.

$$Q_{H,E} + Q_{K,KA} = Q_H + Q_{H,V} + Q_{KT} \quad \text{Gl. 2-1}$$

Die hydraulische Netzberechnung ermittelt die notwendige Pumpenergie $W_{H,FW}$ und berücksichtigt den Hilfsenergiebedarf W_H der dezentralen Energieerzeuger und Verbraucher, entweder leistungsabhängig oder als Pauschalbetrag. Da ein besonderer Untersuchungsschwerpunkt auf der dezentralen Nacherwärmung in LowEx-Fernwärmenetzen liegt, wird der gesamte Hilfsenergieaufwand des Fernwärmesystems der Netto-Stromerzeugung $W_{HKW,E,netto}$ angerechnet. Der Eigenbedarf der HKW ist in der Berechnung von $W_{HKW,E,netto}$ bereits berücksichtigt. Er liegt in Bild 2-2 innerhalb der grau markierten Bilanzgrenze des HKW. Nur unter Einbeziehung des verbraucherseitigen Hilfsenergieaufwandes ist ein echter Vergleich der LowEx-Systeme gegenüber herkömmlichen Versorgungsstrukturen möglich.

$$W_{HKW} = W_{HKW,E,netto} - \sum W_H \quad \text{Gl. 2-2}$$

In der Auswertung der Ergebnisse werden die Jahressummen für Brennstoffbedarf Q_{Br} , eingespeiste Elektroenergie W_{HKW} und Wärmeverluste des Fernwärmenetzes³ $\frac{Q_{H,V}}{Q_{H,E}}$ diskutiert.

Auf die Bilanzierung der CO₂ Emissionen der Energieerzeuger wird in dieser Arbeit bewusst verzichtet, da sie direkt an den Brennstoffbedarf gekoppelt ist und darauf aufbauend diskutiert werden kann. Da der Hilfsenergiebedarf der Abnehmer und dezentralen Erzeuger gegen die netto-Stromerzeugung $W_{HKW,E,netto}$ gerechnet wird, ergeben sich hierfür keine separaten CO₂ Aufwendungen.

2.3 Primärenergetische Bewertung

Mit Einführung der Energieeinsparverordnung /EnEV/ wurde die energetische Bilanzierung der Heizwärme Q_H (Endenergiebedarf des Gebäudes) auf den Primärenergiebedarf Q_P erweitert. Der Primärenergiefaktor der Wärmeversorgung $f_{P,WV}$ ermöglicht eine Bestimmung des Primärenergiebedarfes bezogen auf den thermischen Endenergiebedarf des Abnehmers. Der Primärenergiefaktor des Wärmeversorgungssystems fasst die typischerweise bei der Wärmeauskopplung erzeugte elektrische Arbeit (insofern Einsatz eines HKW) sowie sämtliche Hilfsenergien, von der Brennstoffgewinnung bis zur Liefergrenze der Fernwärme, in einer einzigen Bilanzgröße zusammen. Er ist damit sehr geeignet für die gesamtsystemische Bewertung und die Gegenüberstellung von konventionellen und LowEx-Fernwärmesystemen.

Zur Erstellung der Berechnungsvorschrift wurden innerhalb des Arbeitskreises AGFW FW 309 verschiedene Möglichkeiten der Brennstoffaufteilung zwischen den Produkten Wärme und Elektroenergie diskutiert. Die Entscheidung fiel auf die Methode der sogenannten Stromgutschrift, bei welcher der Anteil der Primärenergie für die Stromerzeugung vom Primärenergieaufwand des Brennstoffbedarfes subtrahiert wird. Hintergrund der Entscheidungsfindung war vor allem die einfache Beschaffbarkeit der buchhalterischen Bilanzdaten für den Anwender.

Aus thermodynamischer Sicht heraus muss jedoch angemerkt werden, dass bei dieser Berechnungsweise der in KWK-Anlagen erzeugten Wärme i. d. R. deutlich weniger Primärenergie zugewiesen wird als der Elektronenergie. Ein hoher Hilfsenergiebedarf des Fernwärmesystems bewirkt deshalb einen starken Anstieg des Primärenergiefaktors. Die LowEx-Netze, in denen elektrisch nachgeheizt werden muss, werden folglich mit dieser Methodik benachteiligt. Sie ist daher gut geeignet, um eine wirklich kritische Diskussion der LowEx-Netze durchzuführen.

³ Bezogen auf die eingespeiste Wärme

Um den Primärenergieaufwand der Elektroenergieerzeugung zu berechnen, werden die mittleren Erzeugungswirkungsgrade des verdrängten, getrennt erzeugten, fossilen Strommixes angesetzt. Regenerative Energien besitzen nach EEG Einspeisevorrecht und werden daher nicht verdrängt. Mit dieser Methodik ist die Darstellung der Wärmeerzeugung von KWK-Anlagen also immer vom Wirkungsgrad der getrennten Stromerzeugung abhängig. Perspektivisch wäre es erstrebenswert eine Vorgehensweise anzuwenden, welche die thermodynamische Wertigkeit der Produkte berücksichtigt, anstatt sich gegen andere Verfahren zu vergleichen. Dies gelingt beispielsweise mit einer exergetischen Bilanzierung oder dem „Dresdner Verfahren“ von /DiSa 09/, bei dem der im Vergleich zum Kondensationsbetrieb entstehende Stromverlust der KWK angerechnet wird. Zum Zeitpunkt der Erstellung der ersten EnEV 2002 waren solche Vorgehensweisen jedoch noch nicht für den Praktiker akzeptabel. In den aktuellen Diskussionen zur Brennstoffaufteilung finden sich die Ansätze jedoch bereits wieder /FW 309-5/. Da die Ergebnisse der Stromgutschriftenmethode mit Primärenergiefaktoren kleiner Eins und sogar Null für den Laien nur sehr schwer nachvollziehbar sind, zeigt sich eine zunehmende Offenheit in den Fachausschüssen der FW 309 gegenüber alternativen Berechnungsmethoden. Sollte es gelingen eine thermodynamische Methode der Brennstoffaufteilung, wie das momentan präferierte „Dresdner Verfahren“ zu etablieren, ist es durchaus denkbar, dass die primärenergetische Bewertung der Fernwärme perspektivisch durch andere Verfahren abgelöst wird.

In der aktuellen EnEV 2009 wird auf die Berechnung nach /DIN V 18599-1/ verwiesen, weshalb auch in vorliegender Arbeit mit dem Stromgutschriftenverfahren gearbeitet wird. Im Unterschied zur DIN wird jedoch die Bilanzgrenze Endenergie in die Gebäude hinein erweitert und der zur dezentralen Ab-/Wärmeerzeugung notwendige Hilfsenergiebedarf integriert (Bilanzgrenze Nutzenergie, siehe Bild 2-1). Dieses Vorgehen wurde in Anlehnung an die Erweiterung der Bilanzgrenze für Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungssysteme (KWKK) nach /FW 311/ gewählt, in der ebenfalls sämtliche für die Kälteerzeugung und –Verteilung aufzuwendende Hilfsenergie berücksichtigt werden muss. Nach /FW 311/ ist innerhalb des thermodynamischen Verbundes ein gemeinsamer Primärenergiefaktor für die Fernwärme- und -Kälteversorgung anzuwenden.

Im vorliegenden Fall werden demnach die Anteile der dezentralen Nacherwärmung Q_{NH} , der Kälteerzeugung Q_0 und alle Hilfsenergien ΣW_H für Wärme- als auch Kälteversorgung bilanziert.

Der Primärenergiefaktor der reinen Wärmeversorgung wird nach Gl. 2-3 über die Bilanzgröße $f_{P,WV}$ definiert.

$$f_{PE,WV} = \frac{\sum_j Q_{Br,j} \cdot f_{P,Br,j} + (W_{H,FW} + \Sigma W_H - W_{HKW,netto}) \cdot f_{P,el}}{\sum_i Q_{H,i} + Q_{NH}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Da physikalisch Kälte nicht anders als Wärme zu bewerten ist und der Enthalpietransport unabhängig vom Temperaturniveau über das Fernwärmenetz realisiert wird, kann auch die gekoppelte Wärme- als auch Kälteversorgung in Anlehnung an /FW 311/ mit einem Primärenergiefaktor $f_{P,WV,KV}$ nach Gl. 2-4 bilanziert werden.

$$f_{PE,WV,KV} = \frac{\sum_j Q_{Br,j} \cdot f_{P,Br,j} + (W_{H,FW} + \Sigma W_H - W_{HKW,netto}) \cdot f_{P,el}}{\sum_i Q_{H,i} + Q_{NH} + Q_0} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Tabelle 2-1 Spezifische Primärenergiefaktoren (Quelle: DIN V 18599-2011-12)

Energieträger ^a		Primärenergiefaktoren $f_{P,Br}$	
		insgesamt	nicht erneuerbarer Anteil
		A	B
Brennstoffe	Heizöl EL	1,1	1,1
	Erdgas H	1,1	1,1
	Flüssiggas	1,1	1,1
	Steinkohle	1,1	1,1
	Braunkohle	1,2	1,2
	Holz	1,2	0,2
Nah-/Fernwärme aus KWK ^b	fossiler Brennstoff	0,7	0,7
	erneuerbarer Brennstoff	0,7	0,0
Nah-/Fernwärme aus Heizwerken	fossiler Brennstoff	1,3	1,3
	erneuerbarer Brennstoff	1,3	0,1
Strom $f_{P,el,bez}$	Allgemeiner Strommix	2,8	2,4
	$f_{P,el,verdr}$ Verdrängungsmix	2,8	2,8
Umweltenergie	Solarenergie	1,0	0,0
	Erdwärme, Geothermie	1,0	0,0
	Umgebungswärme	1,0	0,0
	Umgebungskälte	1,0	0,0

a Bezugsgröße Endenergie: Heizwert H_i
b Angaben sind typisch für durchschnittliche Nah-/Fernwärme mit einem Anteil der KWK von 70 %

Seit Inkrafttreten der EnEV 2007 werden primärenergetische Bewertungen für alle Energieträger auf den nicht erneuerbaren Anteil erweitert. Bei regenerativen Energien wird damit auch der notwendige Anteil für Hilfsenergien berücksichtigt. Erhebliche Änderungen ergeben sich durch die Anpassung des Primärenergiefaktors für Strom. Durch den Anteil an erneuerbaren Energien und dem verbesserten Gesamtwirkungsgrad des deutschen Kraftwerksparkes sind ständige Änderungen zu verzeichnen (siehe Bild 2-4). Für die nächste Fassung der EnEV wird voraussichtlich mit einem Wert von $f_{P,el} = 2,4$ zu rechnen sein (siehe Tabelle 2-1).

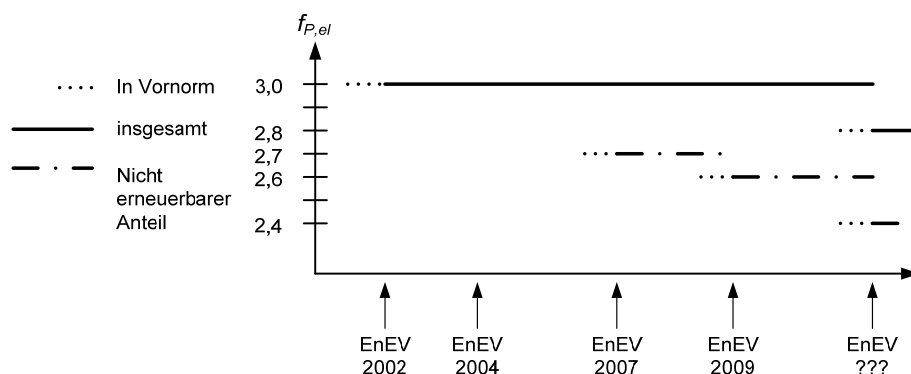


Bild 2-4 Entwicklung des Primärenergiefaktors für Strom

Der Einfluss dieser Änderung wird in aktuellen politischen Diskussionen, wie z.B. im Rahmen der AGFW Arbeitskreise "EnEV und Fernwärme", „AGr FW 309“ und Veröffentlichungen des Autors /DiLRo 08/ aufgegriffen und diskutiert. Im Wesentlichen geht es um die Gleichbehandlung der KWK gegenüber dem gesetzlich forcierten Einspeisevorrecht erneuerbarer Energien. Im Zuge der Diskussionen wurde die technische Regel FW 309, welche die Anwendung der Rechnungsvorschrift für den Praktiker erläutert, komplett überarbeitet und unterscheidet nun in Strombezug aus dem deutschen Strommix mit einem mittleren Nutzungsgrad und in eingespeisten KWK Strom, der hauptsächlich fossil befeuerte Spitzen- und Mittellastkraftwerke (Steinkohle und Erdgas) verdrängt. Die Differenzierung wurde im Februar 2012 von der für Auslegungsfragen der EnEV zuständigen Fachkommission Bautechnik bestätigt und findet in der aktuellen Fassung der DIN V 18599-1:2011-12 Anerkennung.

Da die Erstellung der vorliegenden Arbeit im Übergang zur nächsten, noch unveröffentlichten EnEV liegt, werden die Angaben der EnEV 2009 für verdrängten und bezogenen Strom mit $f_{P,el,bez} = 2,6$ und $f_{P,el,verdr} = 3,0$ verwendet.

Wie bedeutend der Primärenergiefaktor der (Fern-)Wärmeversorgung auch aus wirtschaftlicher Sicht ist, sollen nachfolgende Ausführungen skizzieren. Mit niedrigen $f_{P,WV}$ können erhebliche finanzielle Vorteile erlangt werden, denn nach EnEV darf zwischen Maßnahmen zur Wärmedämmung und einer primärenergetisch effizienten Wärmeerzeugung in bestimmten Grenzen frei gewählt werden. Bild 2-5 zeigt beispielhaft die entstehenden Sanierungskosten für unterschiedliche Primärenergiefaktoren.

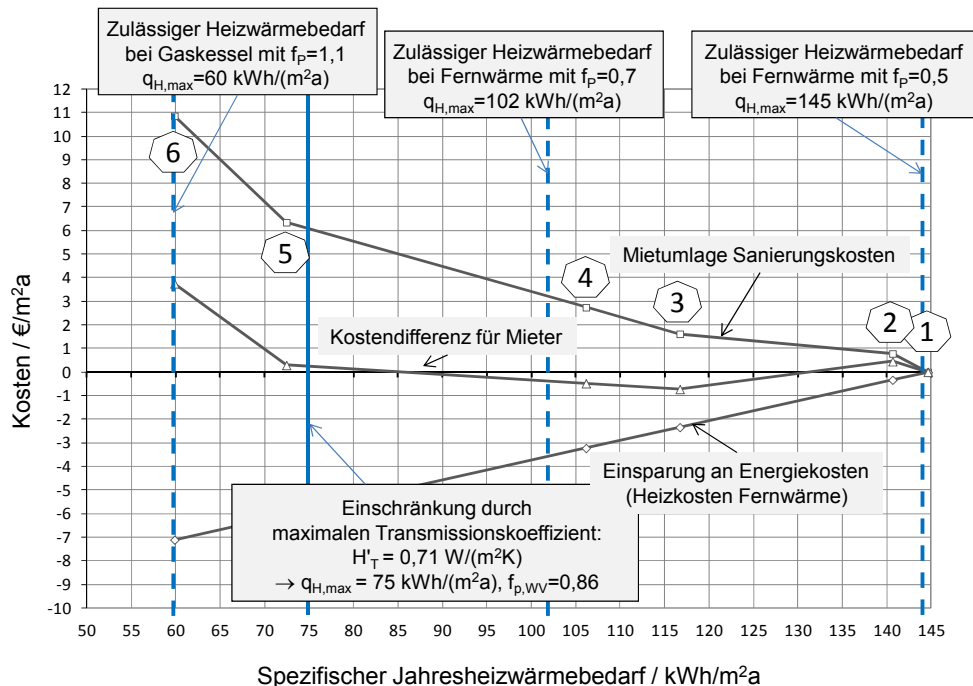


Bild 2-5 Kostenumlage bei Gebäudesanierung nach EnEV 2007 /Robbi 11/
 Mehrfamilienhaus Typ QD 58, gerechnet mit real angefallenen Sanierungskosten,
 Modernisierungsumlage: 11%/a, Fernwärme GP: 41,65€/kW*a), AP: 6,25ct/kWh,
 Jahresheizwärmebedarf vor Sanierung: $q_H = 144,6 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})$
 Sanierungsmaßnahmen: 1:Ausgangszustand, 2:Dämmung Kellerdecke, 3:Dämmung Obergeschossdecke, 4:Dämmung Giebelwand, 5:Dämmung Längswand, 6:Erneuerung Fenster

Ein Mehrfamilienhaus vom Typ QD 58 mit $q_H = 144,6 \text{ kWh}/\text{m}^2 \cdot \text{a}$ wird wärmegeklämt. Die für den Mieter resultierenden Mehrkosten entstehen aus der Differenz zwischen den umgelegten Sanierungskosten und der Energieeinsparung (Heizkosten Fernwärme). Dem Diagramm zu Folge verursachen zunehmende Sanierungsmaßnahmen unter den zum Sanierungszeitraum herrschenden

Rahmenbedingungen in Summe eine Kostensteigerung von 4 €/m²a). Da nach EnEV der Primärenergiebedarf das begrenzende Kriterium ist, kann der Gebäudeeigentümer eine effiziente Anlagentechnologie wählen und damit Sanierungskosten (Wärmedämmung) sparen. Allerdings setzt der Gesetzgeber einen Mindeststandard für die Gebäudehülle über den maximalen Transmissionskoeffizienten. Im hier gezeigten Beispiel ergibt sich ein maximaler Jahresheizwärmebedarf von $q_{H,max} = 75 \text{ kWh/(m}^2\text{a)}$ zzgl. TWE, der bereits mit einem Primärenergiefaktor von $f_{P,WV} = 0,86$ erreicht werden würde. Die letzte Sanierungsmaßnahme, Punkt 6 - Erneuerung der Fenster, wäre diesem Beispiel nach bei Fernwärmeversorgung unnötig. Die primärenergetischen Vorteile stellen folglich für Netzbetreiber als auch Abnehmer eine Win-Win Situation dar.

2.4 Vergleich von KWK gegenüber getrennter Erzeugung

Der bereits diskutierte Primärenergiefaktor bezieht alle im System vorhandenen Erzeugungsanlagen in die Bilanz ein. Da in vorliegender Arbeit KWK-Anlagen den Grundlastanteil leisten und Heizwerke nur der Abdeckung von Spitzenlasten dienen sollen, ist es sinnvoll, das Verhalten der KWK-Anlagen zusätzlich separat zu betrachten und im Rahmen der verschiedenen Fahrweisen zu vergleichen.

Dabei stellt sich erneut grundlegend die Frage nach dem geeignetsten Verfahren der Brennstoffaufteilung, die in Deutschland bereits seit Walter Pauer /Pauer 71/ diskutiert wird. Bislang herrscht keine feste Vorgabe über ein einheitliches Aufteilungsverfahren, sodass sich die Unternehmen methodisch an dem für ihr Produkt günstigsten orientieren.

Die Brennstoffaufteilung erlangte mit dem in Deutschland steigenden, ökologischen Interesse und besonders seit der Europäischen Richtlinie zum Emissionszertifikate Handel /2003/87/EG/ eine ganz neue Bedeutung. In diesem Blatt werden konkrete ökologische Bewertungskriterien mit monetären Konsequenzen verbunden.

Die Frage, die sich die Energieversorger stellen müssen, ist folglich in welcher Weise das Emissionsprodukt CO₂ auf die Produkte Wärme und Elektroenergie aufgeteilt wird. Dies ist in der Regel eine unternehmensspezifische, wirtschaftliche Optimierungsaufgabe, die i. d. R. davon abhängt, ob der größere Umsatz eher über den Wärme oder über den Stromverkauf stattfindet, in welchem Umfang Neuanschlüsse zu erwarten sind, welche vertraglichen Bindungen bestehen, etc.

Nachteilig wirkt sich die Uneinheitlichkeit in der Aufteilungsmethodik jedoch dahingehend aus, dass einerseits keine Vergleichbarkeit zwischen Unternehmen möglich ist, dass also die spezifischen Emissionen der Fernwärme und Stromproduktion nicht vergleichbar sind. Diese Situation ist schwer vermittelbar und verursacht unnötiges Misstrauen.

Es ist außerdem feststellbar, dass von politischer Seite zunehmend energetische und ökologische Förderkriterien der Fernwärmeversorgung gesucht und festgelegt werden. Beispiele hierfür sind die primärenergetische Bewertung der Fernwärme nach /DIN V 18599-1/ mit dem Stromgutschriftenverfahren (siehe auch /FW 309-1/), die Einhaltung der Hocheffizienz der KWK-Anlagen /2004/8/EG/ unter Benutzung von Referenznutzungsgraden getrennter Erzeugungsanlagen /2011/877/EU/, um die Kriterien des EEWärmeG einhalten zu können (siehe auch /FW 309-5/) oder auch die bereits diskutierte Umlage der CO₂ Emissionskosten auf die Produkte Strom und Wärme (AGFW Arbeitsblatt in Vorbereitung).

Die verschiedenen Umlageverfahren werden in /DiARo 08/ und /DiRoSa 11/ vorgestellt und vergleichend diskutiert. Bild 2-6 zeigt beispielhaft einen Vergleich einiger Aufteilungsverfahren:

- „strombasiert Heiznetz“: nach der Stromverlustmethode /Zschernig 08/
- „Gutschriftenverfahren (PE)“: nach dem primärenergetischen Gutschriftenverfahren in Anlehnung an /FW309-1/
- „exergetisch Heiznetz“ und „exergetisch Erzeugung“: nach einer exergetischen Bewertung von Strom und Wärme

- „Vergleich getr. Erz.“: nach einem Vergleich gegenüber der getrennten Erzeugung und Verwendung von EU Referenznutzungsgraden /2004/8/EG/ und
- „kalorisch“: nach der einfachen kalorischen Aufteilung.

Dargestellt sind die spezifischen CO₂ Emissionen der Elektroenergieerzeugung über den spezifischen Emissionen der Wärmeerzeugung. Da der Gesamtbrennstoffbedarf eines HKW in allen Varianten gleich ist und sich nur das Verhältnis der Aufteilungsfaktoren elektrisch und thermisch ändert, liegen die Ergebnisse auf einer Geraden. Das Diagramm verdeutlicht eindrücklich, welche enorme Unterschiede allein auf die Wahl der Aufteilungsverfahren zurückzuführen sind. Es lassen sich für jedes der hier gewählten Verfahren gut begründbare Vor- und Nachteile finden und in der Fernwärmepraxis werden alle gezeigten Methoden und einige mehr auch angewendet.

Auch wenn eine wirkliche Vereinheitlichung der Aufteilungsmethodik in Deutschland nicht flächendeckend absehbar ist, scheint sich zunehmend das sogenannte „Dresdner Verfahren“ (Berechnung des Stromverlustes unter Berücksichtigung des Kreisprozessgütegrades /DiSa 09/) zumindest von Seiten der AGFW durchzusetzen. Seine Vorteile liegen vor allem darin, dass es sich um eine thermodynamisch begründete Methode handelt, die zudem unter Nutzung eines verallgemeinerbaren Umwandlungsfaktors und mit Hilfe buchhalterischer Bilanzdaten einfach anwendbar ist.

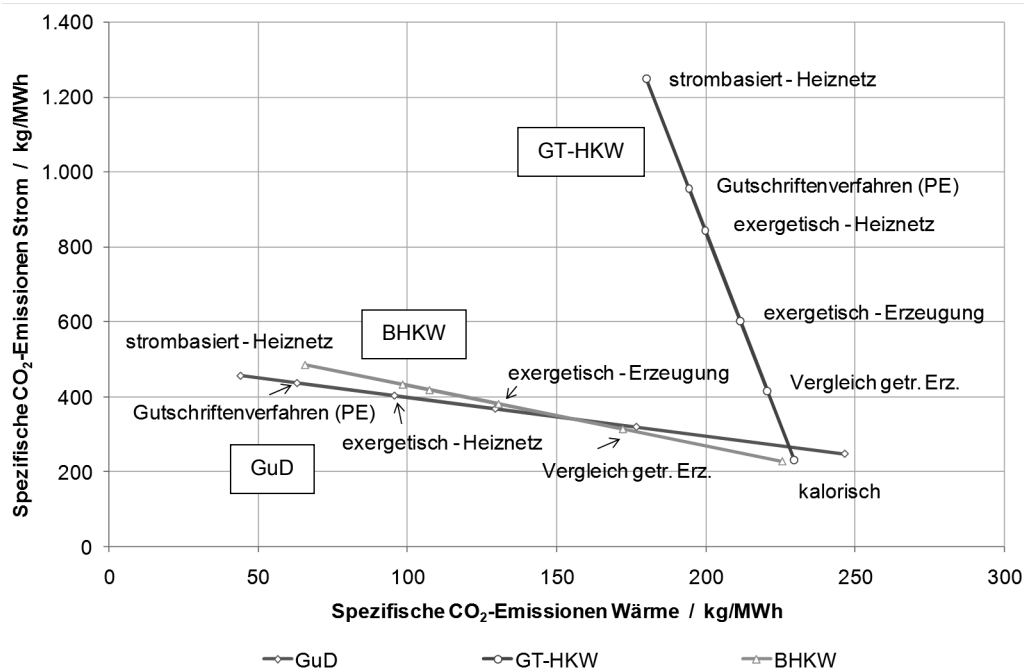


Bild 2-6 Möglichkeiten der Brennstoff und CO₂ Emissionsaufteilung /DiARo 08/
 GuD Gas und Dampfkraftwerk
 GT-HKW Gasturbinen Heizkraftwerk
 BHKW Blockheizkraftwerk

EU seitig werden jedoch Bestrebungen in Richtung eines Vergleiches gegenüber getrennten Erzeugungsanlagen angestellt. Aus diesem Grund wird für vorliegende Arbeit die Entscheidung für das Aufteilungsverfahren der Primärenergieeinsparung nach /2004/8/EG/ mit den vom Gesetzgeber festgelegten Referenzwirkungsgraden in /2011/877/EU/ getroffen. Bild 2-6 ist zu entnehmen, dass, entgegen dem Stromgutschriftenverfahren ($f_{P, WV}$), der Großteil der Primärenergie eher der Wärme zugeordnet wird. Der Hilfsenergiebedarf der Netzpumpen und Abnehmer wird also vergleichsweise wenig Einfluss nehmen. Merkbliche Unterschiede können in den Vergleichsrechnungen dann entstehen, wenn durch die dezentrale Nacherwärmung und

2.4 Vergleich von KWK gegenüber getrennter Erzeugung

Wärmeeinspeisung KWK-Wärme in großem Maße verdrängt wird und die Erzeugungsanlagen in schlechten Teillastzuständen arbeiten müssen.

Methodisch wird davon ausgegangen, dass die gleiche Menge an elektrischer (KWK) Arbeit $W_{KWK,brutto}$ mit einer Anlage zur reinen Stromerzeugung $W_{KW,brutto}$ und die gleiche Menge an (KWK) Heizwärme $Q_{KWK,H,E}$ in einem Heizwerk $Q_{HW,H,E}$ erzeugt wird.

Die Primärenergieeinsparung PEE gegenüber getrennter Erzeugung wird gemäß /2004/8/EG/ wie folgt berechnet:

$$PEE = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{KWK,th}}{\eta_{Ref,th}} + \frac{\eta_{KWK,el,brutto}}{\eta_{Ref,el}}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Mit	$\eta_{KWK,th}$	Thermischer Wirkungsgrad der KWK-Anlage
	$\eta_{KWK,el,brutto}$	Elektrischer brutto-Wirkungsgrad der KWK-Anlage
	$\eta_{Ref,th}$	Referenzwirkungsgrad der getrennten Wärmeerzeugung nach /2011/877/EU/
	$\eta_{Ref,el}$	Referenzwirkungsgrad der getrennten Elektroenergieerzeugung /2011/877/EU/

Für den elektrischen Wirkungsgrad der KWK $\eta_{KWK,el}$ wird nach /2004/8/EG/ der brutto-

Jahresnutzungsgrad verwendet:

$$\eta_{KWK,el,brutto} = \frac{W_{HKW,E,brutto}}{Q_{Br,KWK}}.$$

Analog zur primärenergetischen Bewertung ist es für den echten Vergleich verschiedener Betriebsweisen notwendig, alle im Fernwärmesystem auftretenden Hilfsenergien einzubeziehen und den durch die tatsächlich eingespeiste Elektroenergie W_{HKW} gebildeten Nutzungsgrad zu verwenden:

$$\eta_{KWK,el} = \frac{W_{HKW}}{Q_{Br,KWK}}.$$

Der elektrische Nutzungsgrad der KWK-Erzeugungsanlage wandelt sich damit in einen elektrischen KWK-Nutzungsgrad der Fernwärmeversorgung.

Anmerkungen zur Bezeichnung:

Der in der Norm verwendete Begriff der Primärenergieeinsparung PEE ist nach Gl. 2-5 eine Brennstoffenergieeinsparung und wird fortfolgend auch als solche bezeichnet.

Die in der Norm als Wirkungsgrade η bezeichneten Größen sind im Betrachtungszeitraum eines Jahres als Jahresnutzungsgrade zu verstehen und werden fortfolgend als solche bezeichnet.

Die Rechenvorschrift der Referenznutzungsgrade ist /2011/877/EU/ zu entnehmen.

Zur Berechnung der Referenznutzungsgrade werden folgende Annahmen getroffen:

Brennstoffart	Erdgas
Inbetriebnahmejahr der Anlage	2007 (Beginn der Arbeiten an der Dissertation)
Jahresmittlere Außentemperatur	9,5 °C (TRY 04)
Einspeiseebene Elektroenergie	BHKW: < 0,4 kV Dampfturbine: 50 – 100 kV

2.5 Definition der Nutzbarkeit von Abwärme

Die Absenkung der Netztemperaturen ermöglicht nicht nur den effizienten Betrieb der Erzeugungsanlagen und die Verringerung von Wärmeverlusten, sondern erlaubt auch die dezentrale Einspeisung von Wärme aus Niedertemperaturquellen. Überlagert sich die dezentrale Wärmeeinspeisung mit dem Wärmebedarf, kann der Brennstoffbedarf der zentralen Versorgungsanlagen reduziert werden. Da LowEx-Netze kurz- und mittelfristig in eher kleinen Netzstrukturen geringer Anschlussleistung zu erwarten sind, kann jedoch nicht immer davon ausgegangen werden, dass diese Gleichzeitigkeit zu 100 % besteht und die gesamte Abwärme nutzbar ist. Im Besonderen ist diese Situation im sommerlichen Schwachlastfall zu erwarten, wenn die gleichzeitige Kälteanforderung ihr Maximum erreicht. Der Abwärmeüberschuss kann entweder gespeichert oder mit Rückkühleinheiten an die Umgebung abgeführt werden. In der vorliegenden Arbeit werden beispielhaft Rückkühlanlagen als bilanzschließende Größen verwendet. Die dezentrale Rückkühlung soll hier nicht betrachtet werden, da die Einsparung des Rückkühlwerkes aus monetären und Platzgründen eine der wichtigsten Beweggründe für eine Abwärmeeinspeisung sein wird. Die für die dezentrale Wärmeeinspeisung notwendigen Vertragslösungen sind nicht Bestandteil dieser Arbeit.

Je höher die Nutzbarkeit der eingespeisten Abwärme $\dot{Q}_{K,KA}$ zur Deckung des Heizwärmebedarfs \dot{Q}_H ist, desto geringer sind folglich der Brennstoffbedarf und der notwendige Wasserbedarf einer zentralen Rückkühlung \dot{Q}_{KT} .

Die in der Gebäudetechnik übliche Definition des Gleichzeitigkeitsfaktors GLF als Verhältnis von tatsächlicher Leistung zu installierter Leistung aller Abnehmer

$$GLF = \frac{\sum_{i=1}^m \dot{Q}_{H,i}(\tau)}{\sum_{i=1}^m \dot{Q}_{H,N,i}} \quad \text{Gl. 2-6}$$

m : Anzahl an Abnehmern

kann für die Abwärmenutzung nicht angewendet und übertragen werden, da er nicht die Relation zwischen Abwärme- und Heizleistung darstellt. Ein modifizierter GLF_K nach

$$GLF_K = \frac{\sum \dot{Q}_{K,KA}(\tau)}{\sum_{i=1}^m \dot{Q}_{H,i}(\tau)} \quad \text{Gl. 2-7}$$

würde dieser Anforderung nachkommen, wäre jedoch nicht in der Lage, den Zustand $\dot{Q}_H = 0 \mid \dot{Q}_{K,KA} > 0$, wie er in kleinen Netzstrukturen auftreten kann, abzubilden.

Aus diesem Grund wird die *Nutzbarkeit* φ_N der Abwärme als neue Bewertungsgröße zur Abwärmeeinspeisung in Fernwärmesysteme, insbesondere mit geringer Anschlussleistung

eingeführt. Die *Nutzbarkeit* φ_N verdeutlicht hier, welcher Anteil der eingespeisten Abwärme für die Wärmeversorgung (Heizung und Trinkwassererwärmung) verwendet werden kann.

$$\varphi_N = \frac{\text{genutzte Abwärme}}{\text{eingespeiste Abwärme}} = 1 - \frac{\text{Abwärme zentrale Rückkühlung}}{\text{eingespeiste Abwärme}} = 1 - \frac{Q_{KT}}{Q_{K,KA}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

- $\varphi_N = 1$: Eine Nutzbarkeit von 1 bedeutet demnach, dass keine Rückkühlung erfolgt und die gesamte Abwärme für die Heizaufgabe verwendet werden kann.
- $\varphi_N = 0 \dots 1$: Erst wenn ein Teil der Abwärme abgeführt muss, weil der Gesamtwärmebedarf inklusive Netzwärmeverlusten und Speichereffekten geringer ist als die eingespeiste Abwärme, sinkt die Nutzbarkeit unter 1.
- $\varphi_N = 0$: Erreicht die Nutzbarkeit den Grenzwert 0, wird die gesamte, dezentral eingespeiste Abwärme aus dem Bilanzsystem abgeführt. Unter Berücksichtigung der Netzwärmeverluste wird dieser Grenzwert jedoch nicht erreicht.

Die verwendete Definition der Nutzbarkeit ist damit in der Lage Zustände mit als auch ohne Wärmebedarf \dot{Q}_H und Abwärmeeinspeisung $\dot{Q}_{K,KA}$ zu beschreiben. Sie kann auf entweder zeitliche Differenz und/oder Unterschiede in den Leistungsverhältnissen hinzuweisen. Beides ist im Besonderen in Fernwärmenetzen mit geringen sommerlichen Lasten notwendig.

2.6 Anmerkungen zur Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeit ist für den Energieversorger letztendlich das entscheidende Kriterium, ob eine innovative Versorgungslösung zum Einsatz kommt oder nicht.

Allerdings richtet sich die Wirtschaftlichkeit nicht nur nach der Kosten Nutzen Rechnung basierend auf aktuellen Preisszenarien. Solche Kalkulationen lassen gerade viele Erzeugungstechnologien aus dem regenerativen Bereich nicht wirtschaftlich erscheinen. Vielmehr verstehen sich theoretische Untersuchungen, Machbarkeits- und Potentialstudien wie auch diese Arbeit als politische und technologische Wegweiser, die wiederum auf Förderkriterien Einfluss nehmen können.

In diversen Gesprächen mit Kraftwerksbetreibern zeigte sich, dass die wenigsten Firmen überhaupt die monetären Auswirkungen einer Temperaturänderung der Wärmeauskopplung abschätzen können oder gar rechnerisch ermittelt haben. Der Autor konnte nur zwei Kontakte zu kommunalen Versorgern herstellen, die diese Angaben kennen, jedoch nicht bereit sind, die sogar firmenintern geheimen Daten preiszugeben. Neben den Investitionskosten der hier diskutierten Versorgungsstrategien, stellt die monetäre Kopplung zum Temperaturniveau der Fernwärme die wichtigste Größe innerhalb einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung dar. Praxisnahe Angaben waren dem Autor jedoch nicht zugänglich.

In der Arbeit werden folglich innovative Betriebsweisen von Fernwärmesystemen hinsichtlich energetischer Kriterien verglichen. Eine ausführliche Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unter Einbeziehung der Kraftwerksanlagen und der monetären Auswirkungen der Temperaturänderung auf diese ist erst dann anzustellen, wenn sich zumindest deutliche energetische Vorteile ergeben.

Um jedoch die Größenordnung des zu erreichenden finanziellen Gewinnes durch Betrieb eines LowEx-Fernwärmesystems abschätzen zu können, werden an zwei repräsentativen Beispielen die Mehrkosten einer LowEx-Hausanschlussstation gegenüber typischen Fernwärmepreisen aufgezeigt. Diese müssen durch die Vorteile des LowEx-Betriebes (geringere Wärmeverluste, Brennstoffeinsparung, Steigerung der Stromkennzahl, etc.) ausgeglichen werden.

3. Werkzeuge und Modellstrukturen zur Simulation von multifunktionalen Fernwärmesystemen

3.1 Software

3.1.1 Anforderungen

Wichtige Anforderungen an die Software zur Simulation der multifunktionalen Fernwärmesysteme sind:

- Berechnung der Netzwärmeverluste erd- und freiverlegter Rohrleitungen
- Berechnung der Rohrleitungsdruckverluste
- Simulation der Netzpumpen unter Beachtung einer fernwärmetyptischen Regelstrategie und realitätsnaher Pumpenkennfelder
- Abhängigkeit der Rücklauftemperatur der Abnehmer von der anliegenden Netzvorlauftemperatur und der Gebäudeheizlast
- Variabilität in der Abnehmermodellierung (Heizung, TWE, Kälte)
- Thermische Kopplung zentraler und dezentraler Wärmeerzeuger an die Netzsimulation
- Simulation differenzierter Abnehmer

3.1.2 Verfügbare Softwarelösungen

Kommerziell verfügbare Programme zur Simulation von Fernwärmesystemen werden meist für die Kostenoptimierung der Auslegungsrechnung oder Strategieentwicklung der Fernwärmeversorgung angewendet /Rørnet 09/, /sisHYD 09/, /TERMINs/. Die detaillierte Abbildung der Kundenseite ist dabei nicht relevant, weil der Fokus auf dem Fernwärmenetz selbst (Versorgungssicherheit, hydraulische Grenzen, etc.) oder bei der Einsatzoptimierung der Wärmeerzeuger liegt. Wärmeerzeuger und Abnehmer werden deshalb unter Vorgabe konstanter Wirkungsgrade oder Lastprofile abgebildet. Eine Flexibilität in der Gestaltung des Abnehmerverhaltens (Gebäudetragheit, Art der Heizwärmeversorgung, Art der Trinkwassererwärmung und Hausanschlussstation, Kälteversorgung, etc.) wird nur bedingt ermöglicht. Komplexe Teillastzustände oder neuartige Konzepte der Betriebsführung sind dadurch kaum nachzubilden.

Die häufigsten Diskrepanzen zwischen verfügbarer Software und den genannten Anforderungen zeigten sich bei den Hausanschlussstationen. Diese werden selbst in zu Forschungszwecken verwendeten Softwaretools über einfache Energiebilanzen an den Wärmeübertragern oder durch gegebene Lastprofile nachgebildet /Yoshiyuki 08/, /Larsen 02/, /Gabrielaitiene 07/, /TERMIS/. Die Konzeption von LowEx-Hausanschlussstationen und deren Vergleich gegenüber konventionellen HAST wäre damit nicht möglich.

Die Literaturstudie des Autors zeigte zudem nur in Haiyan und Valdimarsson /Hai.,Vald. 09/ Hinweise zur Berechnung des Speicherverhaltens der Gebäude, was aber gerade in Bezug auf die zu gewährleistende Versorgungssicherheit der Abnehmer ein sehr hilfreiches Kontrollkriterium darstellt. Wird die thermische Kapazität der Gebäude berücksichtigt, kann die notwendige Heizlast zur Deckung der Wärmeverluste berechnet werden, sodass sich die mittlere Raumtemperatur ergibt und Abweichungen zwischen Soll- und Istwerten darstellbar sind.

In /Haas 09/ wurden verschiedene Programme auf die genannten Anforderungen hin untersucht und mit den in Tabelle 3-1 dargestellten Tools Vergleichsrechnungen gegenüber TRNSYS-TUD durchgeführt.

Tabelle 3-1 Übersicht der getesteten Softwaretools zur Netzsimulation

Programm	Firma	Charakteristik
NetzF	FH Gießen	stationäre, thermische und hydraulische Simulation
POLIS SisHyd	GEF	Strategieentwicklung- und Investitionsentscheidungstool für große Zeiträume
System Rornet	Ramboll	Programmpaket mit Modul „Production Simulation“ zur Jahresplanung
TRNSYS-TUD	TU Dresden	Instationäre, thermische und hydraulische Simulation

Die Vergleichsrechnungen beziehen sich auf die thermische und hydraulische Simulation von einzelnen Rohrleitungen und einfachen Netzen. Sie stellen *TRNSYS-TUD* eindeutig als geeignetes Tool zur Netzsimulation heraus. Eine Validierung gegenüber den Vergleichsprogrammen ist jedoch nicht möglich, da in allen Fällen unterschiedliche Genauigkeitsklassen, Stoffwertfunktionen und Gleichungslöser verwendet werden. Am Beispiel der Rohrreibungszahl in Bild 3-1 seien die Unterschiede in den Rechenvorschriften exemplarisch dargestellt. Besonders im Bereich turbulenter Strömung ergeben die Vergleichsrechnungen jedoch gute Übereinstimmungen zwischen den Programmen *TRNSYS-TUD*, *NetzF* und *sisHYD*. Der Einschätzung von /Haas 09/ zu Folge liefert *TRNSYS-TUD* auf Grund der hohen Rechengenauigkeit, der genauen Stoffwertfunktionen, der schnellen Lösungsalgorithmen und der instationären thermischen Berechnung der Rohrelemente nach dem Mischkammerprinzip sehr gute Ergebnisse und ist in der Lage die eingangs genannte Anforderungen an die Rohrnetzsimulation zu erfüllen. Weitere Ergebnisse der Vergleichsrechnungen sind /Haas 09/ zu entnehmen.

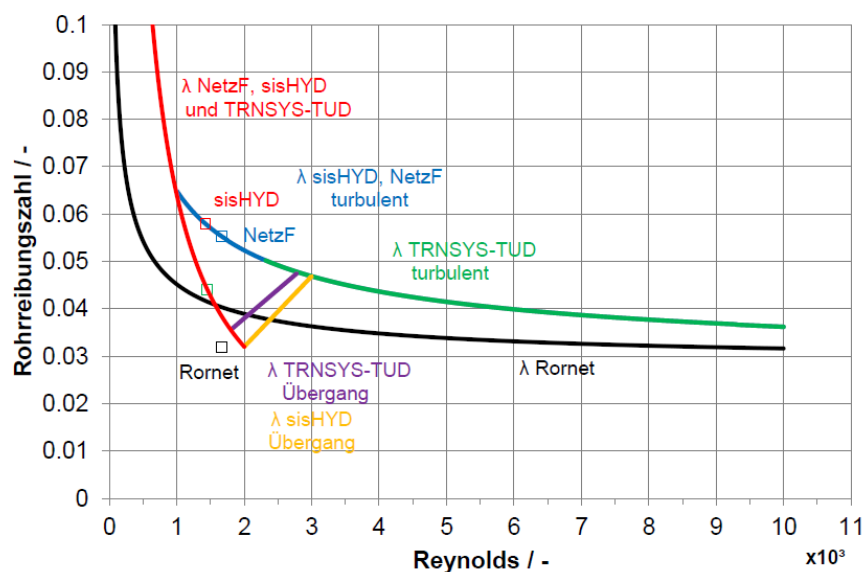


Bild 3-1 Rohrreibungszahl der untersuchten Programme zur Rohrnetzsimulation /Haas 09/

3.1.3 Gewählte Softwarelösung

Die Entscheidung zur Simulationssoftware fällt aus hauptsächlich vier Gründen auf *TRNSYS-TUD*:

- frei definierbare Schnittstellen zu den Gebäuden und den Energiebereitstellungsanlagen
- Möglichkeit dezentraler Wärmeeinspeisung
- Möglichkeit zur weiterführenden Modellentwicklung, besonders im Bereich der HAST durch offene Quelltexte

- Langjährige Erfahrungen in der thermisch und hydraulischen Simulation von Gebäudeheizungsanlagen /Perschk 00/

TRNSYS (Transient System Simulation Program) wurde an der University of Wisconsin-Madison entwickelt. In Deutschland wird das Programmpaket von der Firma Transsolar in Stuttgart vertrieben und weiterentwickelt. Der Quellcode ist in der Programmiersprache *Fortran* geschrieben. *TRNSYS* ist ursprünglich eine Softwarelösung zur Berechnung des thermischen Verhaltens eines Gebäudes einschließlich der aktiven und passiven Komponenten zur Energieversorgung sowie zur Bilanzierung der auftretenden zeitabhängigen Energieströme.

Es ist modular aufgebaut und enthält eine große Anzahl von Standardkomponenten, den *TYPES*, die je nach Anforderung zur Nachbildung des realen Systems verlinkt werden können. Die offene Struktur ermöglicht es dem Anwender, selbst erstellte *TYPES* einzubinden und vorhandene Standardkomponenten zu verändern.

Jedes *TYPE* beschreibt die Funktionsweise einer bestimmten Systemkomponente. Das reale Betriebsverhalten der Komponenten wird in den *TYPES* mit mathematischen Algorithmen nachgebildet. Zur Lösung des Gleichungssystems, das sich aus den Einzelkomponenten und deren logischen Verknüpfungen im Gesamtsystem ergibt, stehen in *TRNSYS* verschiedene Solver zur Verfügung. Die Zeitschrittweite und die Genauigkeit, mit der simuliert wird, sind durch den Anwender wählbar.

Das „Herzstück“ der Fernwärmesimulation ist die thermische und hydraulische Berechnung des Wärmenetzes mit *TYPE 57*. Dieses wurde ausführlich zur Anwendung in Fernwärmenetzen erprobt, erweitert und gegenüber der Software in Tabelle 3-1 getestet /Haas 09/, /MDH 10b/. Das *TYPE 57* selbst wurde von /Perschk 00/ für die Berechnung von Heizungsnetzen innerhalb eines Gebäudes entwickelt und für die Fernwärmenetze aus dieser Struktur entkoppelt und modifiziert.

Die grundlegende Modellstruktur der gesamten Fernwärmesimulation ist in Bild 3-2 dargestellt.

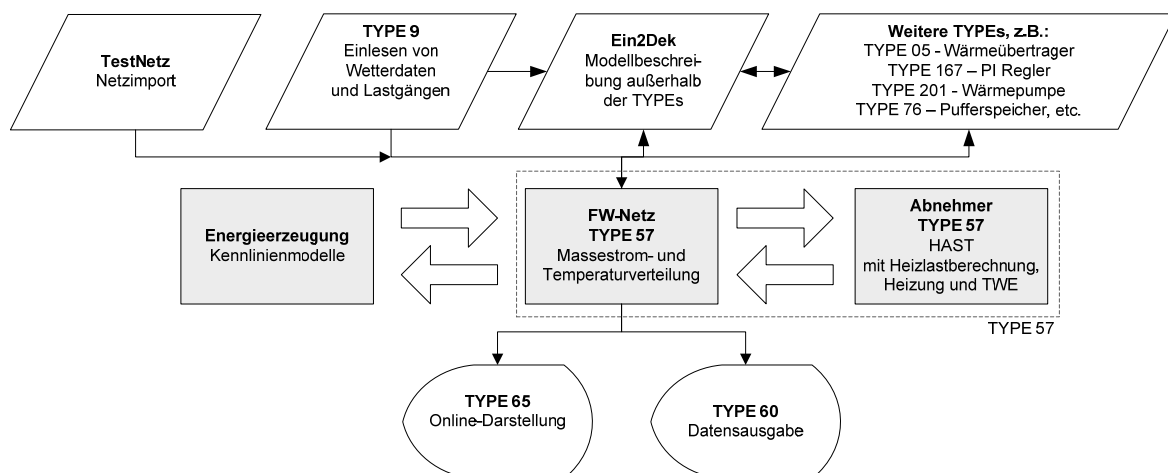


Bild 3-2 Struktur der Fernwärmesimulation mit *TRNSYS-TUD*

Mit Hilfe von *TRNSYS-TUD* kann somit die gesamte Fernwärmesimulation erfolgen. Die einzelnen Module und die damit aufgebauten Modellstrukturen werden im Folgenden beschrieben. Eingangs sollen die grundlegenden Anforderungen an die zu untersuchenden Fernwärmenetze im Hinblick auf einen LowEx-Betrieb genannt werden.

3.2 Grundlegende Anforderungen an die zu untersuchenden Netze

Wenn nicht anders gekennzeichnet, gehen die folgenden Anforderungen aus einer Literaturrecherche /Klenner 09/ zum Stand der Technik im Nahwärmebereich hervor:

1. LowEx-Fahrweisen mit Versorgungstemperaturen, die geringer sind als die notwendigen Parameter der TWE sind mittelfristig nur im Nahwärmebereich bei geringer Anschlussleistung zu erwarten.

In Folge des Energiekonzeptes /EKO 10/ wird KWK zukünftig eine Schlüsselfunktion in Verbindung mit erneuerbaren Energien spielen. Anstatt jedoch nur als Übergangslösung betrachtet zu werden, könnte sie zudem die Residuallast gegenüber stark fluktuierenden Wind und PV Erträgen erzeugen. Kleine Netzstrukturen oder Einzelanlagen werden dazu im Verbund intelligenter, virtueller Kraftwerke kombiniert wärme- und stromgeführt geregelt. Als eines der ersten Beispiele seien hier die virtuellen „ZuhauseKraftwerke“ /Lichtblick/ genannt. Virtuelle Kraftwerke sind nicht Inhalt dieser Arbeit aber kleine Netzstrukturen, bieten ideale Voraussetzungen um deren Vorteile mit den Vorteilen der LowEx Fahrweisen zu kombinieren.

Dabei ermöglichen niedrige Netztemperaturen die Wärmeversorgung als auch Wärmeentsorgung mit effizientem Anlagenbetrieb. Im Besonderen gilt dies auch bei der hier betrachteten Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen und Solarthermie. Die dazu notwendige Kundenstruktur ist jedoch auf Grund der hohen monetären Belastung für den Sanierungsaufwand der Heizungsanlagen kurz- und mittelfristig nur im Neubau oder in kleinen Netzen zu erwarten. Es werden deshalb für die folgenden Untersuchungen speziell kleine Netzstrukturen gewählt. Sie besitzen eine Anschlussleistung von 0,7 MW (Neukonzeption) und 2,2 MW (Bestandsnetz). Das neu konzipierte Netz weist eine sehr geringe Netzliniendichte auf, um eine quasi Extremwertbetrachtung vornehmen zu können.

Da der Begriff Nahwärme umgangssprachlich verwendet wird und es keine offizielle Definition gibt, wird im Weiteren von Fernwärmenetzen mit geringer Anschlussleistung gesprochen.

Die eingespeiste Wärme soll in einem unvermaschten Strahlennetz verteilt werden.

2. Die Betriebsfahrweise der Netze erfolgt nach Bild 3-3 gemischt Massestrom- und Temperatur geregelt. Die Vorlauftemperatur folgt dabei einer Außentemperatur abhängigen Fahrkurve, welche im Übergangsbereich zwischen einem minimalen und maximalen Grenzwert einen definierten Anstieg besitzt und außerhalb dieser Grenzen konstant verläuft.

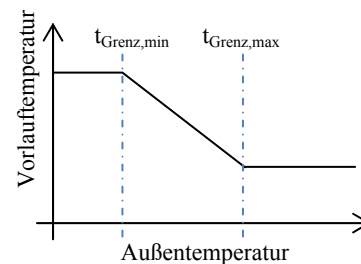


Bild 3-3 Fahrweise qualitativ

3. Als Energiebereitstellungseinheit kommt das weit verbreitete BHKW mit Spitzenlastkessel zum Einsatz, wobei der fossile Brennstoff Erdgas eingesetzt wird. Da die Effizienz der Motoren nur relativ geringe Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmeauskopplung zeigt, soll ein Vergleichsprozess die theoretisch möglichen Auswirkungen verschiedener Fahrweisen (Netztemperaturen) hervorheben.

Während im Versorgungsbereich größer 20 MW_{th} Dampfturbinen übliche KWK-Anlagen sind (oft als GuD ausgeführt), kommen sie in kleineren Netzen auf Grund der dann schlechten elektrischen Wirkungsgrade nur selten zum Einsatz. Der Wirkungsgrad des Dampfkreisprozesses ist direkt abhängig von der Kondensationstemperatur nach der Entspannung in der Turbine und damit von den Netztemperaturen. Der Dampfkreisprozess ist deshalb gut geeignet, um das Potential des Temperatureinflusses aufzuzeigen und Hinweise zur Übertragbarkeit der Untersuchungsergebnisse auf ausgedehnte Netzstrukturen zu geben⁴.

4. Für die Rohrleitungen werden die am weitesten verbreiteten KMR verwendet.
5. Die Kälteerzeugung ist mit Kompressions- als auch Absorptionskälteanlagen zu realisieren.

⁴ Die Anwendbarkeit der LowEx-Fahrweisen setzt allerdings entsprechend angepasste Abnehmerstrukturen voraus. Die Übertragbarkeit wird also nur für den Fall einer zukünftigen Gebäudesanierung gewährleistet.

3.3 Fernwärmenetz

3.3.1 Schnittstellen zu Einspeisung und Bezug

Die thermohydraulische Netzberechnung mit *TRNSYS-TUD* Type 57 (FW-Netz) bestimmt die Wärme- und Druckverluste für gegebene Randbedingungen des Rohrleitungsnetzes. Diese werden an den Schnittstellen zu den

- Energiebereitstellungseinheiten und den
- Abnehmern

definiert (siehe Bild 3-4). Zudem wird der thermischen Netzberechnung die Umgebungstemperatur aus dem Wetterdatensatz übergeben.

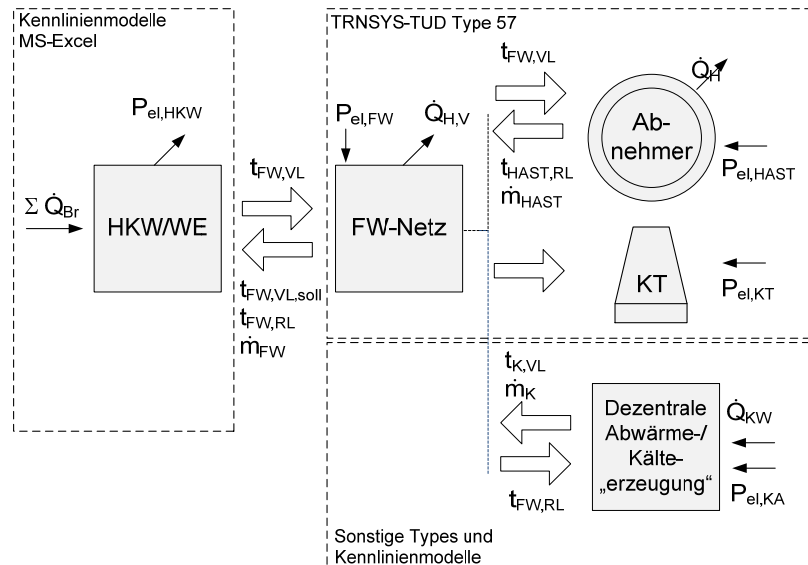


Bild 3-4 Schnittstellendefinition der Simulationsmodelle

Bild 3-4 zeigt die wesentlichen Variablen, die an den Schnittstellen zwischen den Simulationsbausteinen in jedem Zeitschritt ausgetauscht werden.

Externe Sollwertvorgabe an Type 57 ist die Netzvorlauftemperatur $t_{FW,VL}$. Diese wird in jedem Zeitschritt von der Netzsimulation eingehalten. An die zentralen Energiebereitstellungsanlagen werden dann von der Netzsimulation die Größen:

- Sollwert Netzvorlauftemperatur⁵ $t_{FW,VL,soll}$
- Netzrücklaufemperatur $t_{FW,RL}$ und
- Massestrom \dot{m}_{FW}

überführt. Die Erzeugermodelle (Abschnitt 3.4) berechnen:

- Brennstoffbedarf \dot{Q}_{Br} und
- Nettostromerzeugung $P_{el,HKW}$

auf Basis von Kennlinienmodellen mit *MS-Excel*[®] und liefern Aussagen zu Grenzwertüberschreitungen der Netzvorlauftemperatur $t_{FW,VL}$ /MDH 10a/.

An die Abnehmer wird die anliegende

- Netzvorlauftemperatur $t_{FW,VL}$
(gegenüber den Einspeiseschnittstellen um Wärmeverluste reduziert)

⁵ Entspricht der Nutzervorgabe

geliefert, woraufhin auf Basis des jeweiligen Heizwärmebedarfes die

- Rücklauftemperatur $t_{HAST,RL}$ und der
- Massestrom \dot{m}_{HAST}

der HAST an die Netzsimulation übergeben werden.

Die dezentralen Einspeiser sind in vorliegender Arbeit ausschließlich Kälteanlagen. Diese entnehmen

- dem Fernwärmenetz den Massestrom \dot{m}_K mit dessen
- Rücklauftemperatur $t_{FW,RL}$,

um mit der Kondensatorabwärme \dot{Q}_K die Temperatur $t_{K,VL} = t_{FW,VL}$ bereitzustellen.

Die Netzsimulation mit Type 57 (Energieverteilung) wurde um die gesamte Abnehmermodellierung (Energiebedarf) erweitert. Auch die Modelle der dezentralen Kälteerzeugung wurden in *TRNSYS-TUD* erstellt, da somit die direkte Kopplung zur Netzsimulation erfolgen kann und die vorhandenen Tools zur Konfiguration (z. B. TestNetz) Verwendung finden können. Die zentralen Energieerzeuger werden mit in *MS-Excel*[®] hinterlegten Kennlinienmodellen nach /MDH 10a/ berechnet.

Für die in der Arbeit angestellten Simulationen wird mit einer Zeitschrittweite von 3 min gearbeitet. Die gewählte Zeitschrittweite orientiert sich an der kleinsten Zeitkonstante im Netz, die der Pufferspeicher der TWE darstellt (Anhang, Abschnitt H) und ist gleichzeitig groß genug, um die Jahressimulationen der gewählten Netze relativ schnell in 30 und 40 min durchzuführen. Die Dauer der Gesamtsimulationen beträgt ein Jahr.

3.3.2 Aufbau der hydraulischen Netzstruktur

Im Gegensatz zu den meisten Gebäuden, können in größeren Fernwärmenetzen einige hundert Abnehmer als Knotenpunkte innerhalb komplexer Rohrleistungsstrukturen (Strang- und/oder Maschennetze) existieren. Das automatisierte Erstellen und Importieren der gesamten Netzstruktur nach *TRNSYS-TUD* (Bild 3-5) war deshalb ein wichtiger Aspekt für die Modellerstellung der Fernwärmesysteme. Auch wenn in dieser Arbeit nur kleine Netzstrukturen untersucht werden, zielt die generelle Aufgabenstellung für die Entwicklung der Simulationssoftware auf hoch komplexe Netze ab, wie sie häufig im Bestand anzutreffen sind.

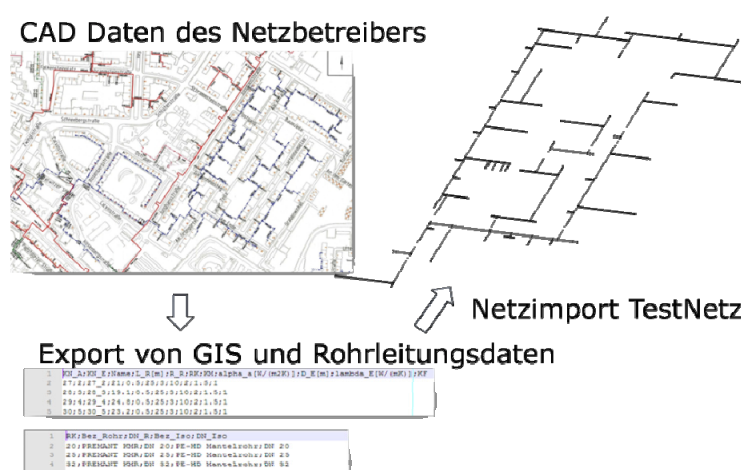


Bild 3-5 Schnittstelle Netzstruktur

Nachdem die Gebäudeanschlussleistungen für das LowEx-Netz definiert und Möglichkeiten für eventuelle Trassenverläufe vorgegeben wurden, erfolgte die Netzplanung mit der Software *STEFaN*. Bei *STEFaN* handelt es sich um ein Optimierungsprogramm, bei dem innerhalb gesetzter

Grenzen und Randbedingungen der kostenoptimale Trassenverlauf und Rohrdimensionierung berechnet wird /STEFaN/.

Im Fall des Bestandsnetzes werden die CAD Daten direkt nach *TRNSYS-TUD* importiert.

Die neu erstellte Schnittstelle zu *TRNSYS-TUD* ist in beiden Fällen ein formatierter ASCII Block, in den die GIS Daten des Netzes sowie Informationen zu den Rohrleitungen und deren Verlegung exportiert und anschließend in die grafische Oberfläche *TestNetz* /Perschk 10/ importiert werden.

3.3.3 Druckverlust- und Wärmeverlustberechnung

Für die thermische Berechnung des Netzes nach /Perschk 10/ wird jede Rohrleitung in eine hinreichend große Anzahl von Segmenten untergliedert. Jedes Segment wird dann als ideale, kapazitätsbehaftete Mischkammer betrachtet. Die Wärmeverlustberechnung berücksichtigt die Kapazitäten des Wassers und der Rohrleitung, jedoch nicht die der Isolierung. Unter Vernachlässigung der Änderung kinetischer und potentieller Energie wird die Energiebilanzgleichung

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{H}_A - \dot{H}_E + \dot{Q}_{Zu} - \dot{Q}_{Ab} \quad \text{Gl. 3-1}$$

für jedes Rohrsegment erstellt und gelöst.

Da Type 57 für den Gebäudebereich entwickelt wurde, mussten neue, fernwärmetyische Wärmeverlustberechnungsmodelle für

- Erdreich verlegte Leitungen nach VDI 2055 und
- Kanalverlegung

erstellt werden. In beiden Fällen handelt es sich um stationäre Ersatzmodelle für das Wärmeübertragungsverhalten, in denen das umgebende Erdreich oder der Kanal als die äußere Schicht der Rohrleitung abstrahiert werden. Bei dieser Vorgehensweise werden die Speichervorgänge des Erdreiches vernachlässigt, was jedoch einen erheblichen Geschwindigkeitsvorteil zur Folge hat. Für die anzustellenden Jahressimulationen sind die stationären Betrachtungen des Erdreiches ohnehin ausreichend. Die ausführliche Modellbeschreibung ist in /Haas 09/ aufgeführt.

Die hydraulische Berechnung des Netzes berücksichtigt die Rohrreibungsverluste sowie zusätzliche Widerstände der Einbauten und Komponenten. Der Netzgenerator des Type 57 fasst alle ermittelten Widerstände zu einem Faktor b zusammen und bildet ein Gleichungssystem für jede Masche und entsprechende Knoten nach Gl. 3-2.

$$\Delta p_i = \sum_{i=1}^{n_{TS,m(1)}} (b(\dot{m}) \cdot \dot{m}^2)_{k_{TS}(i,1)} \quad \text{Gl. 3-2}$$

$$\sum_{i=1}^{k_E(kn)} \dot{m}_{E(kn,i)} - \sum_{i=1}^{k_A(kn)} \dot{m}_{A(kn,i)} = 0$$

Die Regelung der Netzpumpen erfolgt über deren Drehzahl. Anhand der Ähnlichkeitsbeziehungen und einer vom Nutzer hinterlegten Pumpenkennlinie $\Delta p_P = f(\dot{m})$ entsprechend Herstellerangaben wird der Drucksprung Δp_P berechnet und dem Netz in definierter Strömungsrichtung aufgeprägt. An der Druckverlustberechnung der Rohrleitungen selbst mussten keine Änderungen für die Fernwärmenetzsimulation vorgenommen werden. Zur Dokumentation des Type 57, der Pumpenregelung und Druckverlustberechnung siehe /Perschk 00/.

Der Solver des Gleichungssystems wurde im Rahmen der Arbeit von Dr. S. Gnüchtel dahingehend erweitert, dass optional sowohl Widerstände b als Randbedingungen vorgegeben werden können (Variante 1 nach /Perschk 00/) oder nun auch optional die Masseströme \dot{m} der Teilstrecken selbst

(Variante 2 nach Gnüchtel). Dies ist im Besonderen für die Abnehmer von Bedeutung, bei denen nicht das gesamte Rohrleitungssystem der Heizungsanlage simuliert wird (Output/Vorgabe: $b(\dot{m})$) sondern die mit einem vereinfachten Modell abgebildet werden (Output/Vorgabe: \dot{m}). Auch die Möglichkeit der Massestromumkehr (Output/Vorgabe: $-\dot{m}$), wie sie bei der dezentralen Abwärmeeinspeisung der Kälteanlagen in LowEx-Netze notwendig ist, kann mit den Änderungen am Löser simuliert werden.

$$\Delta p_i = \sum_{i=1}^{n_{TS,m(1)}} (b(\dot{m}) \cdot \dot{m}^2)_{k_{TS(i,1)}}$$

Variante 1 (oben)
 Variante 2 (unten)

3.4 Zentrale Energiebereitstellungsanlagen

3.4.1 Blockheizkraftwerk

Die erste Modellstruktur der zu untersuchenden Energiebereitstellung beinhaltet zwei Blockheizkraftwerke (BHKW) für den Grundlastbetrieb, einen Gas befeuerten Spitzenlastkessel (HW) und einen thermischen Verdrängungsspeicher (SP). Das Prinzipschema der Anlage ist

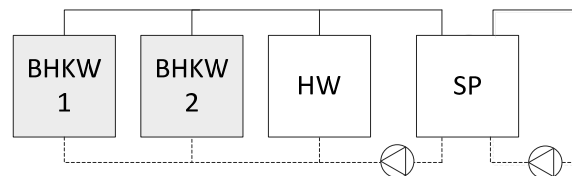


Bild 3-6 Energiebereitstellung-BHKW

vereinfacht in Bild 3-6 dargestellt und wird nach dem Grundlasterzeuger BHKW benannt.

Die BHKW werden mit Hilfe von lastabhängigen Wirkungsgradkennlinien abgebildet (siehe Bild 3-7). Die Temperatur der Wärmeauskopplung hat hierbei keinen Einfluss auf die Effizienz der Erzeugungsanlagen. Die Kennlinien wurden anhand von Messdaten innerhalb /MDH 10a/ erstellt.

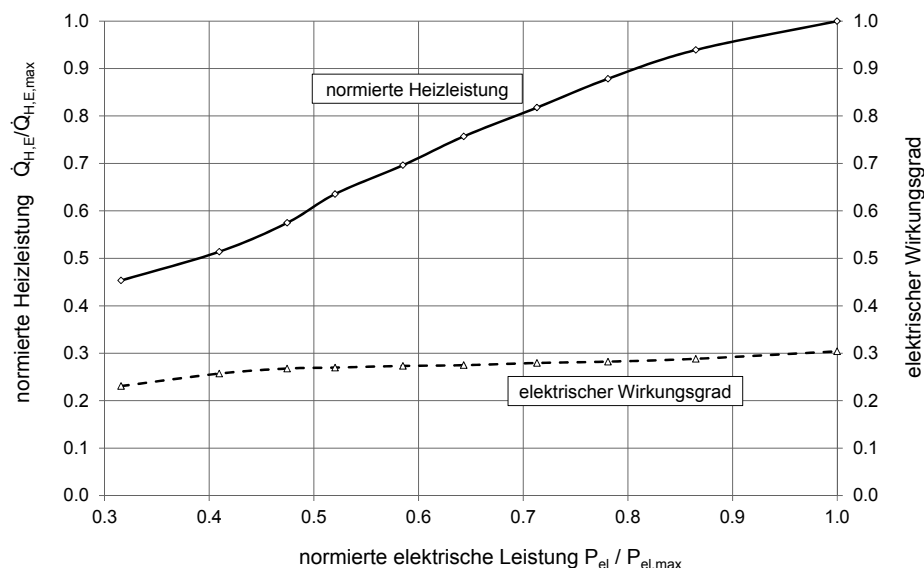


Bild 3-7 Kennlinien BHKW nach /MDH 10a/ für normierte thermische Leistung und Netto-Wirkungsgrad

Alle Erzeuger werden wärmegeführt betrieben. Das Regelregime gibt den BHKW vor, den SP mit maximaler Leistung zu beladen und diese nur zu begrenzen, wenn der SP annähernd beladen ist. Auf diese Weise kann auch die Unterschreitung der im Bild angegebenen Minimalleistung der

BHKW verhindert werden. Ist die Ladeleistung der KWK-Anlagen und des Speichers nicht ausreichend um den Wärmebedarf zu decken, erzeugt der Gaskessel die Differenz der Spitzenlast.

3.4.2 Gegendruck-Dampfturbine

Bei der zweiten Struktur der Energiebereitstellungsanlagen, schematisch dargestellt in Bild 3-8, wird der Wärmebedarf durch eine mit Erdgas befeuerte Dampfturbine (DT) und einen mit Erdgas befeuerten Spitzenlastkessel (HW) gedeckt. Ein Speicher dient auch hier der Laufzeitoptimierung der KWK-Anlage. Das Gesamtsystem der Energiebereitstellung wird erneut nach der Grundlastanlage benannt.

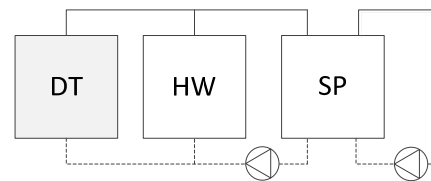


Bild 3-8 Energiebereitstellung DT

Dampfturbinen weisen gegenüber den BHKW nach 3.4.1 bessere Wirkungsgrade und eine viel deutlichere Abhängigkeit vom Temperaturniveau der Wärmeauskopplung auf. Zwei verschiedene Dampfturbinentypen sollen zeigen, welche Potentiale im Einfluss der Netztemperaturen liegen.

Die erste gewählte Dampfturbine DT1 (Entnahme-Gegendruck) mit der Charakteristik einer 50 MW_{th}-Anlage (thermische Nennleistung) soll Aufschlüsse darüber geben, welches maximale Potential die Anpassung der Netztemperaturen beinhaltet und wie sich die LowEx-Fahrweise in größeren Fernwärmenetzen auswirken würde. Zur Anwendung in den hier untersuchten Netzstrukturen wird die Leistung skaliert, die Charakteristik aber beibehalten.

Die Kennlinien wurden in /MDH 10a/ mit dem Programm *Ebsilon® Professional* erstellt, einem Simulationstool zur stationären, thermodynamischen Kreisprozessberechnung, welches häufig bei Fernwärmeversorgern Anwendung findet /Ebsilon/. Die Abhängigkeit zwischen elektrischer und thermischer Leistung der DT1 sowie der Einfluss der Vor- und Rücklauftemperatur sind in Bild 3-9 dargestellt.

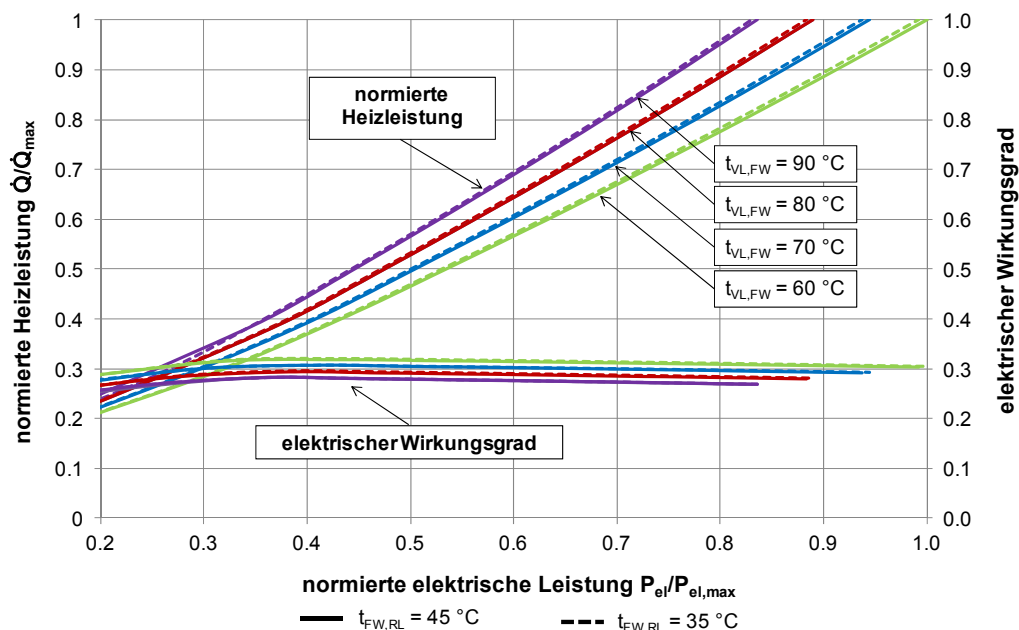


Bild 3-9 normierte Kennlinien des Dampfturbinen-HKW DT1 für ausgewählte Temperaturen, Kennlinien nach /MDH 10a/

Wie zu erkennen ist, besitzt die Vorlauftemperatur einen relativ großen Einfluss, wohingegen die Rücklauftemperatur auf Grund der einstufigen Wärmeauskopplung relativ geringe Unterschiede im elektrischen Wirkungsgrad bewirkt. Der Einfluss der Rücklauftemperatur nimmt mit sinkender Last tendenziell ab. Im Teillastfall $\dot{Q}_H/\dot{Q}_{H,max} \leq 40\%$ ist der Einfluss kaum noch bemerkbar. Die

Kurven liegen direkt übereinander. Vertiefende Informationen sind dem Projektbericht /MDH 10a/ zu entnehmen.

Als weiteres wird die Charakteristik einer Kompakt-Dampfturbine aus dem Kleinlastbereich benutzt, um die untere Potentialgrenze des Temperatureinflusses aufzuzeigen. Die Anlagen werden meist zur Nutzung von Abwärme, wie z. B. von BHKW oder bei der solarthermischen Dampferzeugung eingesetzt. Es handelt sich hierbei um eine einstufige Gegendruckturbine, bei der laut Herstellerangaben die Abhängigkeit der Elektroenergieerzeugung und des Brennstoffbedarfes zur Rücklauftemperatur der Wärmeauskopplung gänzlich vernachlässigt werden kann. In den Kennlinien nach Bild 3-10 und Gl. 3-3 wurde deshalb nur die Abhängigkeit zur Heizleistung und zur Vorlauftemperatur integriert. Die Kennlinien wurden ebenfalls mit dem Programm *Ebsilon® Professional* mit freundlicher Unterstützung von M. Rhein erstellt. Als Vorlage standen die Nennlastdaten der Turbine aus Herstellerkatalogen und entsprechend zu parametrierende Modelle der Programmbibliothek in /Ebsilon/ zur Verfügung.

Die eingespeiste, elektrische Leistung $P_{el,HKW,E}$ der DT2 wird als Funktion der Vorlauftemperatur $t_{VL,FW}$ und Heizleistung $\dot{Q}_{H,E}$ nach

$$P_{el,HKW,E} = k_1 \cdot t_{VL,FW}^2 + k_2 \cdot \dot{Q}_{H,E}^2 + k_3 \cdot t_{VL,FW} + k_4 \cdot \dot{Q}_{H,E} + k_5 \cdot t_{VL,FW} \cdot \dot{Q}_{H,E} + k_6 \quad \text{Gl. 3-3}$$

berechnet. Der Brennstoffausnutzungsgrad kann nach Herstellerangaben als konstant angenommen werden.

Für HW und SP werden die gleichen Simulationsmodelle wie bei den BHKW verwendet.

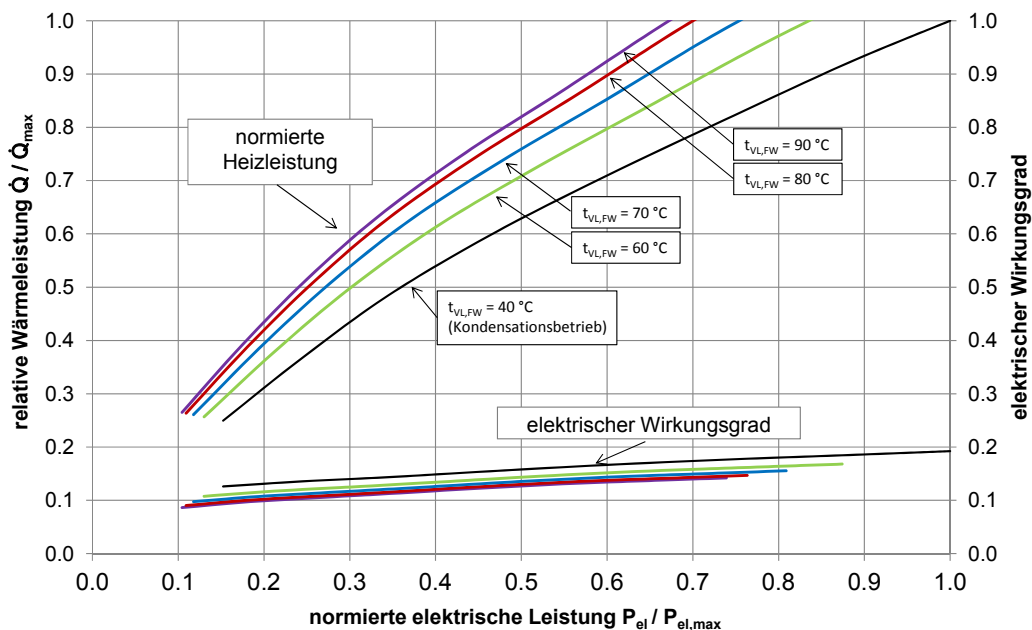


Bild 3-10 normierte Kennlinien der Kompakt-Dampfturbine DT2

Aus dem Diagramm ist erneut ersichtlich, dass sich der Temperatureinfluss mit sinkender Last verringert. Die Wirkungsgradkurven verlaufen deutlich unter denen der Entnahme-Gegendruckturbine nach Bild 3-9.

3.4.3 Solarthermieranlagen

Je niedriger die Netztemperatur, desto besser die Effizienz der Wärmeeinspeisung von Solarthermieranlagen. In das LowEx-Netz soll daher auch ein zentraler, solarthermischer Wärmeeintrag stattfinden. Dabei gilt es zu untersuchen, wie sich die Integration der Solarthermie in Kombination mit den Anlagen der Kraft-Wärme-Kopplung auswirkt und welche Nutzungsgradsteigerungen im Gesamtsystem des LowEx-Netzes erzielt werden können.

Die Solaranlagen werden ebenfalls als zentrale Energiebereitstellungseinheiten behandelt, die zusätzlich zu den existierenden Systemen BHKW (Bild 3-11) und DT (Bild 3-12) Wärme einspeisen.

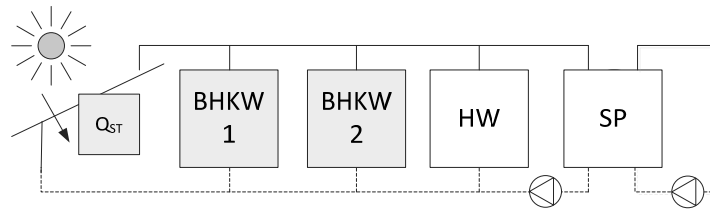


Bild 3-11 Energiebereitstellung BHKW und ST

Die Fläche der Solaranlagen wird schrittweise erhöht, sodass 0 % bis 10 % des Gesamtwärmebedarfes solar gedeckt werden. Dabei werden die KWK-Anlagen und die HW verdrängt, was sich auf deren Volllaststundenzahl auswirkt.

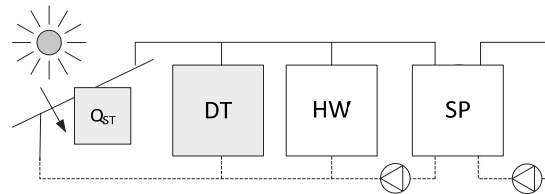


Bild 3-12 Energiebereitstellung DT und ST

Die nicht mehr in Kraft-Wärme-Kopplung generierte Elektroenergie muss durch „externe“ Kraftwerke bereitgestellt werden. Für die Untersuchungen werden dafür beste Bedingungen mit Nutzungsgraden entsprechend Hocheffizienzrichtlinie 2011/877/EU angenommen. Es wird der Gesamtbrennstoffbedarf inklusive externem Kraftwerk berechnet und der Verlauf der Primärenergiefaktoren mit steigendem Solaranteil dargestellt.

Der Gesamtwirkungsgrad der Solaranlage ist abhängig vom optischen Wirkungsgrad η_o und den thermischen Verlusten, die sich proportional zur Außentemperatur t_A verhalten. Die kollektorspezifischen Koeffizienten k_1 und k_2 werden Herstellerunterlagen entnommen. Es werden typische Flachkollektoren verwendet. Die Globalstrahlung auf die geneigte Absorberfläche $G_{G,Abs}$ wird mit Hilfe der Wetterdaten für das Testreferenzjahr nach /Groß 11/ berechnet. Der Neigungswinkel der Aufständigung und die Ausrichtung der Himmelsrichtung werden so optimiert, dass in der Jahressimulation das Optimum an Solarertrag erreicht wird.

Der Speicher wird als Wochenspeicher ausgelegt und die Dimensionierung richtet sich nach dem Ertrag der strahlungsreichsten Woche des Testreferenzjahres. Je größer demnach der Deckungsgrad gewählt wird, desto größer ist die notwendige Absorberfläche und mit dem steigenden Solarertrag auch das Speichervolumen. Die Modellbeschreibung der Solarthermieranlage befindet sich in Abschnitt E des Anhangs.

3.5 Abnehmer

3.5.1 Schnittstelle FW-Netz-Abnehmer

Bild 3-13 verdeutlicht die Aufgliederung der Berechnungsmodelle in der HAST an der Schnittstelle zum Fernwärmenetz. Es werden die zwischen den Modulen Netzberechnung, TWE, Heizung und Heizlastberechnung auszutauschenden Variablen in Richtung des Energieflusses als auch die benötigte elektrische Leistung für Umwälzpumpen und Nacherwärmung des Trinkwarmwassers dargestellt.

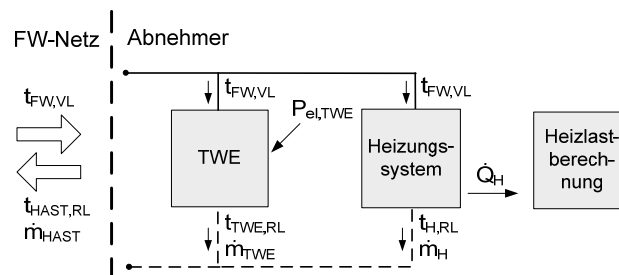


Bild 3-13 Untergliederung der Schnittstelle Energieverteilung - Energiebedarf

In der Netzberechnung Type 57 wird an jedem Vorlaufknoten eine Temperatur $t_{FW,VL}$ berechnet und an die Abnehmermodelle für TWE und Heizung übergeben.

Die Modelle der TWE (Abschnitt 3.5.4) berechnen nach Wahl der Art und Angabe der entsprechend notwendigen Randbedingungen (z. B. Zapfvolumenströme, Zirkulation, Temperaturen, etc.) die Austrittstemperatur $t_{TWE,RL}$ und den Massestrom \dot{m}_{TWE} . Dabei kommen:

- Einstufiges Durchflusssystem
- Speicherladesystem mit externem Plattenwärmeübertrager
- LowEx-Speicherladesystem mit Kompressionswärmepumpe

zum Einsatz.

Die elektrische Leistung für Nacherwärmung $P_{el,TWE}$ hat keine Relevanz für die Netzsimulation sondern wird für die energetische Bilanzierung und Bewertung des Gesamtsystems benötigt.

Das Heizkörpermodell (Abschnitt 3.5.3) berechnet mit Hilfe der anliegenden Vorlauftemperatur $t_{FW,VL}$, der Heizlast \dot{Q}_H und Parametern zur Konfiguration der Heizungsanlage die sich einstellende Rücklauftemperatur $t_{H,RL}$ und den entsprechenden Massestrom \dot{m}_H . Für die Gebäudeheizungsanlage wird ein Ersatzschaltbild eines ideal durchströmten Heizkörpers definiert. Eine Variation der Heizungsarten (Plattenheizkörper oder Fußbodenheizungen) erfolgt über Koeffizienten für die Berechnung der Heizkörpergleichung. Es werden

- direkte und
- indirekte

Anschlüsse simuliert. Die Heizleistung der Abnehmer \dot{Q}_H kann je nach Aufgabenstellung entweder

- aus einem definierten Lastprofil übergeben (Bestandsnetz, Kapitel 5) oder
- mit Hilfe des R-C-Gebäudemodells (neu konzipiertes LowEx-Netz, Abschnitt 3.5.2)

in Abhängigkeit der jeweiligen Gebäudekonfiguration und des Temperaturgradienten zwischen Innen- und Umgebungstemperatur berechnet werden. Für das zu konzipierende LowEx-Fernwärmenetz wird das vereinfachte Widerstands-Kapazitäten-Gebäudemodell (R-C) verwendet. In der Nachrechnung des Bestandsnetzes kommen hingegen Lastprofile aus Messreihen zum Einsatz.

In Bild 3-14 wird der Zusammenhang zwischen Heizung und TWE als Rechenablaufplan dargestellt.

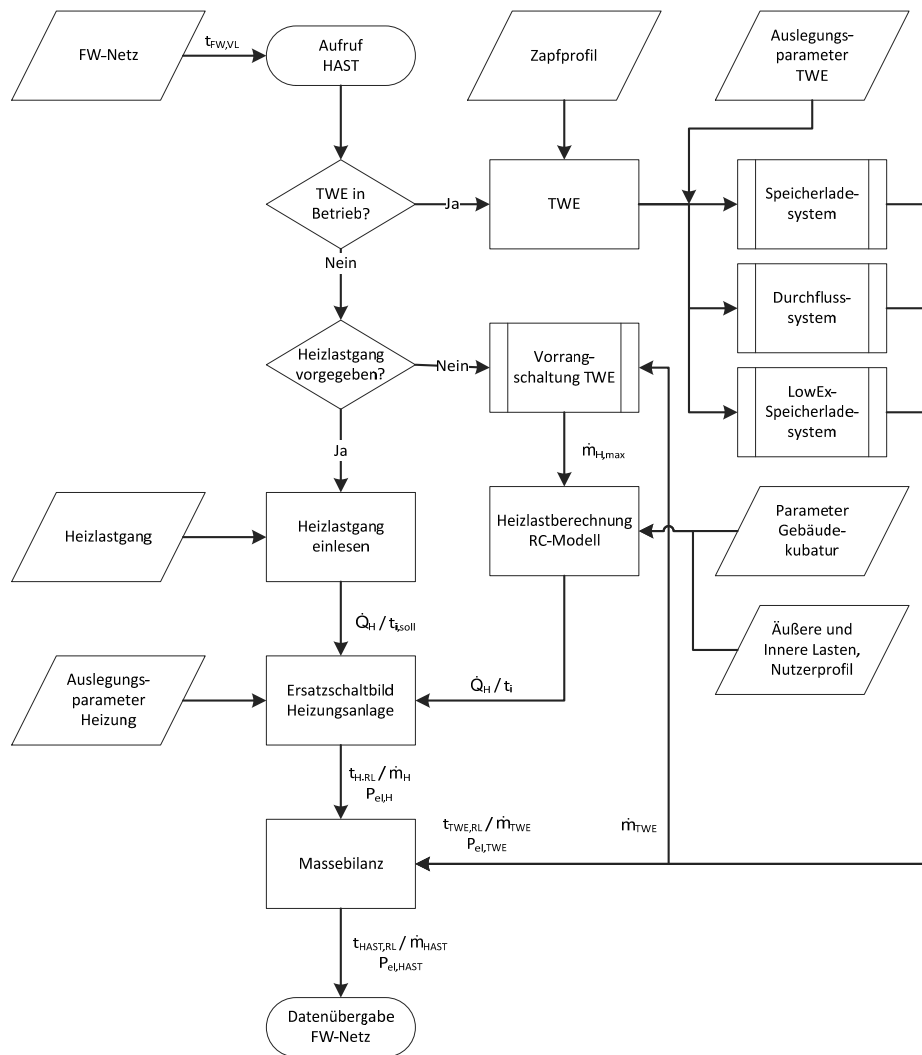


Bild 3-14 Rechenablaufplan HAST

3.5.2 R-C-Gebäudemodell zur Heizlastberechnung

Ein wesentliches Kriterium für die Simulationsgüte ist die Modellqualität des Abnehmerverhaltens. Besonders bei Optimierungsaufgaben, in denen Wärmeverluste, der Energieaufwand der Netzumwälzpumpen und die von der Netztemperatur abhängige Effizienz der Energieerzeuger Untersuchungsgegenstand sind, ist die qualitativ richtige Abbildung der Abnehmer im Teillastverhalten erforderlich.

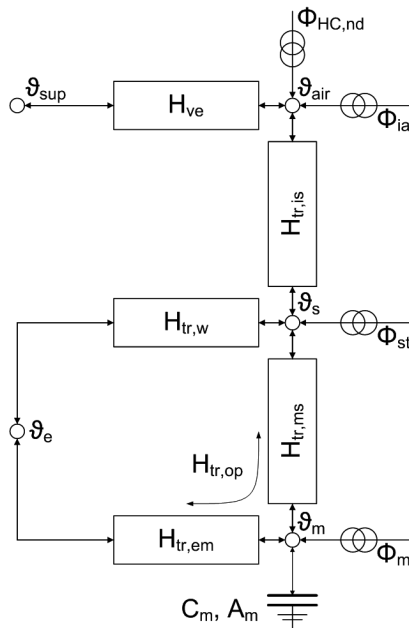


Bild 3-15 Gebäudemodell zur Heizlastberechnung nach DIN EN ISO 13790

Aus diesen Anforderungen heraus wurde ein vereinfachtes Gebäudemodell auf Basis eines Widerstands-Kapazitäten-Verfahrens (R-C-Modell) nach DIN EN ISO 13790 übernommen, in die Simulationsumgebung integriert und entsprechend modifiziert. Das Modell bestimmt die Heizlast \dot{Q}_H in Abhängigkeit der Außentemperatur, des Nutzerverhaltens, innerer und solarer Wärmequellen und -Ströme [HaRo 11]. Notwendige Eingangsgrößen für das Gebäude sind unter anderem Grundfläche, Volumen, Gebäudeschwere, Dämmstandard, Fensterflächenanteil, Nutzung/Typ. Mit dem R-C-Modell müssen Genauigkeitsverluste gegenüber realen Bedingungen oder detaillierten Gebäudesimulationen in Kauf genommen werden. Eine Validierung gegenüber Gebäudesimulationen mit TRNSYS-TUD erfolgte in [SEM 12]. Mit dem Modell lassen sich anhand der Rauminnentemperatur mögliche Unter- und Überversorgungszustände ableiten und es sind verschiedene Gebäudekonfigurationen zu beliebigen Wetterdatensätzen darstellbar. Dies beinhaltet auch eine Massestrombegrenzung durch z. B. die Vorrangschaltung der TWE.

Im Ergebnis der Heizlastberechnung wird die notwendige Heizleistung zur Gewährleistung der Soll-Innenraumtemperatur in jedem Zeitschritt an das Heizungsmodell übergeben. Steht nicht ausreichend Massestrom zur Verfügung (Vorrangschaltung der TWE) erfolgt die Berechnung in umgekehrter Weise. Der maximal mögliche Massestrom wird dem RC-Modell vorgegeben und die damit erreichbare Innenraumtemperatur bestimmt.

3.5.3 Ersatzschaltbild der Heizungsanlage

Auf Grundlage der Heizlastberechnung, bestimmt das idealisierte Heizungsmodell unter Kenntnis der anliegenden Netzvorlauftemperatur $t_{FW,VL}$, die Heizrücklauftemperatur $t_{H,RL}$ und über Energiebilanzen den erforderlichen Massestrom \dot{m}_H . Mögliche Ersatzschaltbilder der Heizungsanlage sind schematisch in Bild 3-16 Bild 3-17 dargestellt. Es werden nur energetische Bilanzierungen und keine Druckverlustberechnung durchgeführt. Der Energiebedarf der Heizungsumwälzpumpen wird über ein massestromabhängiges Kennlinienmodell aus Herstellerangaben ermittelt ($P_{el,H} = f(\dot{m}_H)$).

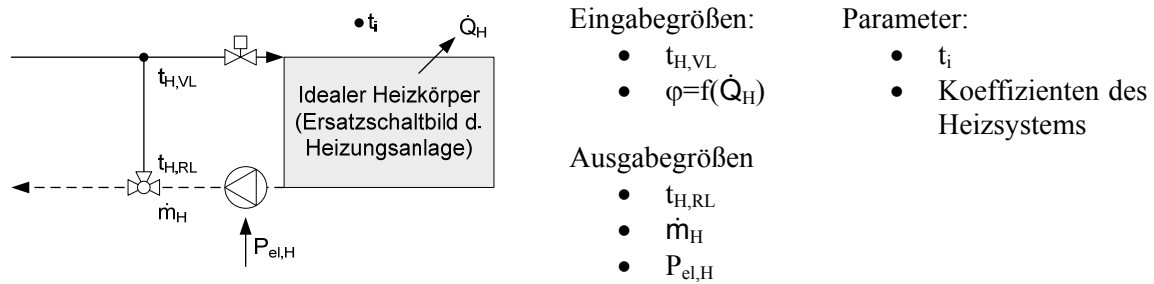


Bild 3-16 Ersatzschaltbild der Heizungsanlage, Direkter Anschluss

Wird der direkte Heizungsanschluss nach Bild 3-16 gewählt, stellt eine Beimischschaltung die Einhaltung der Soll-Vorlauftemperatur $t_{H,VL}$ sicher.

Im Fall des Indirekten Heizungsanschlusses, der hydraulischen Trennung zwischen Fernwärme und Heizkreis, wird das stationäre Wärmeübertragermodell Type 5 an das Modell des Direkten Anschlusses gekoppelt (siehe Bild 3-17).

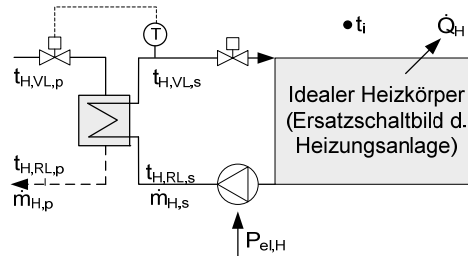


Bild 3-17 Ersatzschaltbild der Heizungsanlage, Indirekter Anschluss

Zur weiterführenden Modellbeschreibung der Heizungsanlagen sei auf Abschnitt G im Anhang verwiesen.

3.5.4 Modellstrukturen der Trinkwassererwärmung

3.5.4.1. Allgemeines

Parallel zur Heizungssimulation wird die Simulation der Trinkwassererwärmungsanlagen durchgeführt. Auf Grund der Trägheit der Heizungssysteme ist es gemeinhin üblich Vorrangschaltungen der TWE zu implementieren, was auch in vorliegender Arbeit erfolgt ist. Bei gleichzeitigem Betrieb der TWE und Heizung, wird für letztere folglich nur die Differenz zum Nennmassenstrom abzüglich \dot{m}_{TWE} zur Verfügung gestellt.

Die Modellierung erfolgt, wie auch bei der Heizungsanlage, über energetische Bilanzierungen. Eine Druckverlustberechnung findet nicht statt. Der elektrische Aufwand für die Ladepumpen der TWE wird über massenstromabhängige Kennlinien entsprechend Herstellerangaben nach $P_{el,TWE} = f(\dot{m}_{TWE})$ bestimmt.

Für die Simulation der Wärmeübertrager ist das stationäre *TRNSYS* Modell Type 5 nicht ausreichend genau (siehe dazu Anhang, Abschnitt A.6). Um das Wärmeübertragungsverhalten im Teillastzustand besser abbilden zu können, wurden vom Autor der Berechnungsalgorithmus für variable Wärmedurchgangskoeffizienten nach /VDI Wärmeatlas 97/ implementiert.

Regler, Ventile und Pumpen werden als ideale Komponenten ohne Zeitglieder betrachtet.

Die Beschreibung der Modellierung von Zapf- und Zirkulationsprofilen erfolgt in Abschnitt 4.5.3.1.

3.5.4.2. Speicherladesystem

Als Standard- und Referenzsystem der TWE wird das in der Fernwärme übliche Speicherladesystem verwendet. In der späteren Ergebnispräsentation werden alle Varianten auf dieses Referenzsystem bezogen.

Es besitzt nach Bild 3-18 einen Trinkwarmwasserspeicher mit Anschlüssen für Warmwasser, Zirkulation und Kaltwasser sowie für den Ladekreis. Der Ladekreis ist über einen Plattenwärmeübertrager hydraulisch vom Fernwärmenetz getrennt. Der Schaltzustand der Ladepumpe folgt einer 2-Punkt-Regelung. Im eingeschalteten Zustand bleibt der Massestrom konstant.

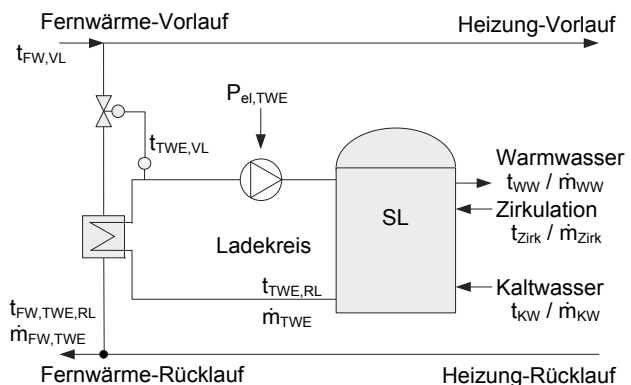


Bild 3-18 Speicherladesystem

Die Regelung der Vorlauftemperatur im Ladekreis $t_{TWE,VL}$ wird über ein Regelventil realisiert, dem ideales Regelverhalten ohne Zeitkonstante unterstellt wird.

Für die Simulation des Trinkwarmwasserspeichers SL wird das kapazitätsbehaftete Modell einer Punktmasse benutzt (Modellbeschreibung siehe Anhang, Abschnitt H). Die Austrittstemperatur des Ladekreislauftes $t_{TWE,RL}$ ergibt sich über eine durch Simulationen ermittelte Korrelation zur mittleren Speichertemperatur.

3.5.4.3. LowEx-Speicherladesystem

Wenn das Vorlauftemperaturniveau der Fernwärme nicht ausreichend hoch ist, um die Soll-Warmwassertemperatur zu gewährleisten, muss nachgeheizt werden. Im einfachsten Fall wird die Nacherwärmung mit einem elektrischen Durchlauferhitzer oder einem Heizstab im Trinkwarmwasserspeicher realisiert. Selbst wenn die Elektroenergie aus erneuerbaren Quellen stammt, ist direkte Nutzung reiner Exergie für niedrig-exergetische Heizaufgaben jedoch dringend zu vermeiden.

Wird die Nacherwärmung mit Hilfe einer Kompressionswärmepumpe realisiert, kann die Fernwärme als Wärmequelle dienen. Das Speicherladesystem, bestehend aus den Modulen Wärmeübertrager und Pufferspeicher, wird folglich um eine Kompressionswärmepumpe (KWP) erweitert, welche die erforderliche Nacherwärmung gewährleistet, wenn die Fernwärme-Vorlauftemperatur kleiner ist als die Soll-Warmwassertemperatur $t_{TWE,VL}$. Die Wärmepumpe wurde als Kennlinienmodell in die HAST integriert und wird rein stationär bilanziert. Die Modellbeschreibung und Auslegungsrechnung der KWP ist in Abschnitt C des Anhangs dargelegt. Die Kennlinien für die Wärmepumpe wurden mit dem Kreisprozessberechnungstool nach Anhang, Abschnitt B erstellt.

Das in Bild 3-19 gezeigte Schema wurde in /MDH 10c/ für den Gebäudebereich entwickelt, untersucht und ausführlich beschrieben.

Grundsätzlich besitzt der Vorwärmer (VW) die Aufgabe, die Fernwärmeenthalpie soweit wie möglich zur Trinkwassererwärmung zu nutzen. Erreicht die Vorlauftemperatur nach Austritt aus dem Wärmeübertrager $t_{VW,VL}$ nicht die geforderte Solltemperatur, wird die KWP zugeschaltet. Das Dreiwegeventil passt den Bypassmassenstrom \dot{m}_{BP} so lange an, bis $t_{TWE,VL,soll}$ erreicht wird. Der Kondensator- und Verdampfermassenstrom bleiben dabei konstant, was gängigen Wärmepumpenkonzepten entspricht.

Durch die, aus Sicht des Fernwärmenetzes, Parallelschaltung zwischen Vorwärmer und Wärmepumpe wird nur der minimal notwendige Temperaturhub zwischen Verdampfer und Kondensator der Wärmepumpe realisiert und sie erreicht maximale Leistungszahlen von $\epsilon_{KWP} \approx 9$.

Der Gesamtmassestrom $\dot{m}_{FW,TWE}$ steigt damit jedoch stark an und wird nur wenig ausgekühlt. Es entstehen hohe Rücklauftemperaturen $t_{FW,TWE,RL}$.

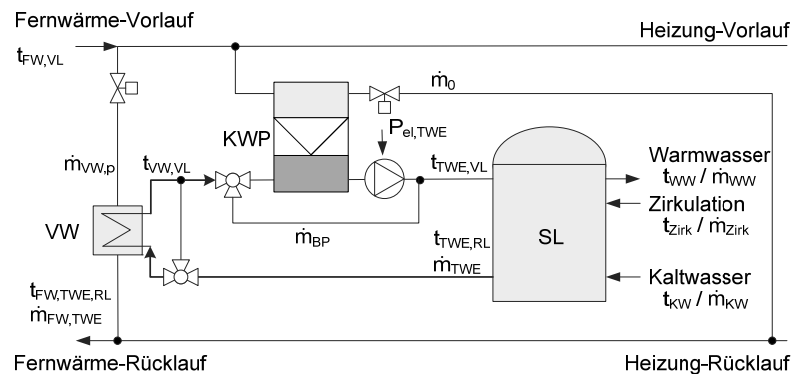


Bild 3-19 LowEx Speicherladesystem mit KWP – Parallelschaltung /MDH 10c/

Um eine möglichst große Auskühlung im Fernwärmesystem und damit verbunden geringe Volumenströme zu erreichen, wird die Reihenschaltung von Vorwärmer und Wärmepumpe untersucht.

Die veränderte Struktur nach Bild 3-20 beinhaltet eine serielle Verschaltung von Vorwärmer und Wärmepumpe. Der Fernwärmemassestrom soll dadurch maximal ausgekühlt und minimiert werden, wodurch die Leistung der Fernwärme-Netzpumpe sinkt. Die Auswertung der Jahressimulation ergibt, dass die Differenz der Jahresarbeitszahlen sich erst in der Nachkommastelle zeigt. Aus diesem Grund wird in der Ergebnisauswertung nur die Reihenschaltung vorgestellt, was dem anwendungsorientierten Gesichtspunkt eines möglichst geringen primären Massestromes, d.h. größere Auskühlung des FW-Netzes entspricht.

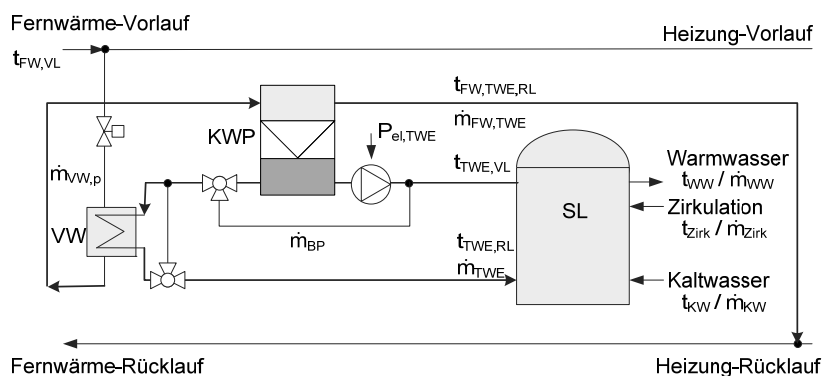


Bild 3-20 LowEx Speicherladesystem mit KWP - Reihenschaltung

Ein zusätzlicher Bypass vor dem Vorwärmer (VW) verhindert die ungewollte Wärmerückspeisung in das Fernwärmenetz. Übersteigt die Speicheraustrittstemperatur $t_{TWE,RL}$ die Netzvorlauftemperatur $t_{FW,VL}$ öffnet der Bypass (schematisch dargestellt mit Dreiwegeventil) und verhindert somit die Aufheizung des FW-Netzes. In der konventionellen Fahrweise mit Vorlauftemperaturen, die immer höher sind, als die Soll-Warmwassertemperatur, tritt das Problem der Wärmerückspeisung nicht auf. In der zu untersuchenden LowEx-Fahrweise würde jedoch ohne diese Regelung etwa die Hälfte⁶ der dem Speicher zugeführten Wärme an das Fernwärmenetz übertragen.

Um die Auskühlung des Fernwärmemassestromes aus Gefrierschutzgründen zu begrenzen, wird der Massestrom $\dot{m}_{FW,TWE}$ nicht stetig geregelt, sondern mit einem 2-Punkt-Regler im Betriebsfall des Speicherladekreises auf den Auslegungswert (voll geöffnetes Ventil) gestellt.

⁶ In der Jahressimulation ergibt sich ein Anteil der Fernwärmerückspeisung von etwa 50%

Wie wichtig die möglichst gute Ausnutzung des Vorwärmers ist, zeigt nachfolgendes Bild 3-21. Es verdeutlicht, dass bei ansteigender, mittlerer Netztemperatur $t_{FW,m}$ der Elektroenergiebedarf der Wärmepumpe als auch die Elektroenergieproduktion der Dampfturbine DT1 sinken. Es findet also ein korrelierender Prozess statt, bei dem die Wärmepumpe ihren Elektroenergiebedarf stärker senkt, als die Erzeugungsleistung der Dampfturbine DT1 gemindert wird. Höhere Netztemperaturen bedeuten demnach zwar weniger Elektroenergieerzeugung im HKW aber dafür bessere Leistungszahlen der Wärmepumpe. Der Einfluss der Netztemperatur auf die Wärmepumpen ist deutlich größer, als auf die Erzeugungsanlagen. Sinnvoll kann das Wärmepumpenkonzept im LowEx-Netz im Umkehrschluss also nur dann sein, wenn beide Vorteile der Temperaturabsenkung, d.h. Verringerung der Wärmeverluste und die steigende Effizienz der Turbine, zum Tragen kommen und diese nicht durch die sinkende Effizienz der Wärmepumpen kompensiert werden. Der größte Anteil der Wärmezufuhr in der HAST muss durch direkte Wärmeübertragung verfügbar gemacht werden und der Anteil der Nacherwärmung durch Wärmepumpen im Netz sollte möglichst gering sein.

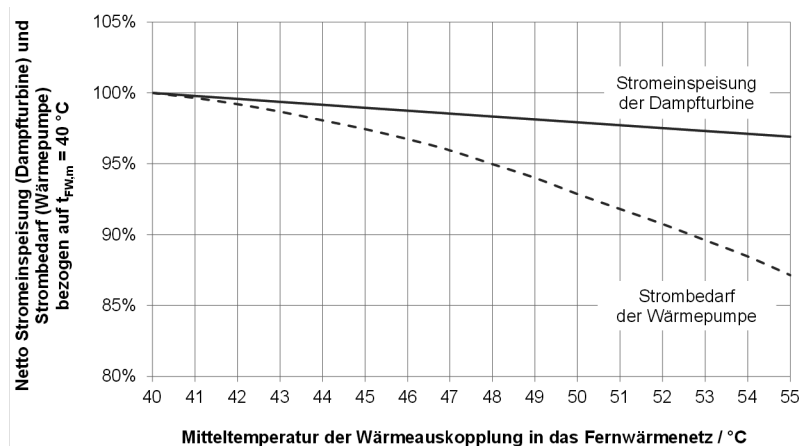


Bild 3-21 Auswirkungen der Temperatur der Wärmeabkopplung auf Dampfturbine DT1 und Wärmepumpe (Fernwärmenetz als Wärmequelle)

Annahmen: Nennlastfall für beide Erzeuger,
 Wärmepumpe: Wärmequelle Fernwärmenetz, Wärmesenke
 TWE mit $t_{TWE,VL} = 62\text{ °C}$,
 Kennlinien KWP nach Anhang, Abschnitt C

3.5.4.4. Durchflusssystem

Bei einem Wasservolumen von $\leq 3\text{ l}$ zwischen Trinkwassererwärmer und der am weitesten entfernten Entnahmestelle, kann das Zirkulationssystem oder eine Begleitheizung zur Aufrechterhaltung der thermischen Desinfektion von Legionellen DVGW-Arbeitsblatt W 551 entfallen. Dies ermöglicht gleichzeitig die Absenkung der Fernwärme Vorlauftemperatur $t_{FW,VL}$ unter 60 °C . Die kurzen Leitungslängen werden mit Wohnungsanschlussstationen (WAST) ermöglicht, wie sie z. B. in /SNAB 10/ verbaut wurden.

Um den Rechenaufwand zur Simulation der einzelnen Wohnungen eines Mehrfamilienhauses zu vereinfachen, werden alle Stationen der TWE zu einer zentralen Anlage zusammengefasst. Die Gleichzeitigkeit der Zapfungen wird berücksichtigt. Das Anlagenschema wird in Bild 3-22 dargestellt.

Es handelt sich um ein einstufiges Durchflusssystem ohne verbraucherseitige Zirkulationsleitung, da die Schaltung die Summe aller WAST repräsentieren soll.

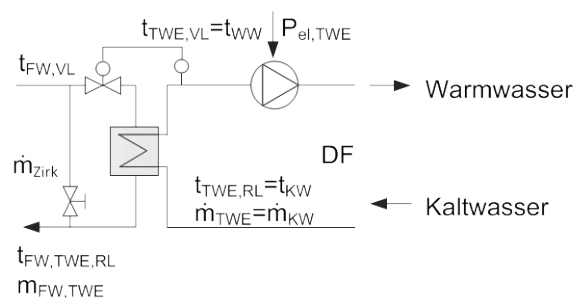


Bild 3-22 einstufiges Durchflusssystem

Wärmeverluste der hausinternen Verteilungen werden entsprechend gemessener Verteilverluste von Abnehmern mit WAST /MDH 10b/ mit 5 % des jährlichen Warmwasserbedarfes berücksichtigt $\dot{Q}_{H,V,DF} = 0,05 \dot{Q}_{WW}$. Ein zusätzlicher fernwärmeseitiger Zirkulationsmassstrom \dot{m}_{Zirk} sichert die Aufrechterhaltung der Vorlauftemperatur. Dieser in /MDH 10b/ als Zirkulationsbrücke bezeichnete Massstrom beträgt den dortigen Auswertungen von Messdaten eines LowEx-Netzes mit WAST zufolge etwa $0,001 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{WOE})$.

3.6 Dezentrale Energiebereitstellungsanlagen

3.6.1 Allgemeines

Die Multifunktionalität der Fernwärmenetze soll sich dadurch auszeichnen, dass sie in der Lage sind, sowohl Kunden mit Wärme zu versorgen, als auch dezentral erzeugte Wärme aufzunehmen. Bei vorhandener Gleichzeitigkeit zwischen Wärmebedarf und –Einspeisung (dezentral) kann ein Teil der zentral erzeugten Wärme substituiert und damit Brennstoff gespart werden. Ist das Fernwärmenetz nicht in der Lage, die Wärme an die Abnehmer abzuführen oder durch Temperaturanhebung zu speichern, übernimmt eine bilanzschließende Anlage den Ausgleich der Überlast.

Im Folgenden werden die Modellstrukturen der untersuchten Kälteerzeugungsvarianten beschrieben. Die Konfiguration der Modelle und die Charakterisierung der Kältelastprofile erfolgt anschließend in Kapitel 3.

3.6.2 KKM mit dezentralem Rückkühlwerk

Der Einsatz von elektrisch betriebenen Kompressionskältemaschinen (KKM) mit lokalem Rückkühlwerk (KT) ist die häufigste Art der Kälteerzeugung im Kleinlastbereich. Diese soll hier als Basis und Referenzvariante für weitere Variantenuntersuchungen und andere Konfigurationen dienen. Es findet dabei keine Kopplung zur Fernwärme statt.

Die KKM erzeugt nach Bild 3-23 Kaltwasser, dass in den Pufferspeicher SL geleitet wird. Da verdampferseitig von einer unregelmäßigen Umwälzpumpe ausgegangen wird, sorgt ein Bypass für die Einhaltung der Soll-Verdampferaustrittstemperatur $t_{SL,VL}$.

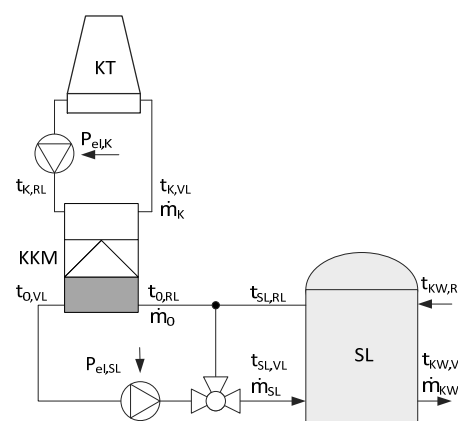


Bild 3-23 Schema KKM-KT

Alle Modelle basieren auf rein energetischer Bilanzierung. Der Elektroenergiebedarf der Umwälzpumpen wird über massenstromabhängige Kennlinien ermittelt.

Für die Simulation der KKM wird das TRNSYS Type 201 /Type 201/ mit Erweiterungen nach /Seifert 09/ benutzt, welches temperaturabhängige Kennlinien für die Kondensatorleistung $\dot{Q}_K = f(t_{0,VL}; t_{K,RL})$ und die Verdichterleistung $P_{el} = f(t_{0,VL}; t_{K,RL})$ benötigt. Type 201 ermöglicht die energetische Bilanzierung der Sekundärkreisläufe für Verdampfer, Kondensator und Verdichter. Dabei werden An- und Abfahrvorgänge unter Vorgabe einer Zeitkonstante abgebildet. Die Berechnung erfolgt für den Vollastbetrieb. Die Kennlinien werden mit Hilfe der Kreisprozessberechnung nach Abschnitt B des Anhangs erstellt. Die Auslegung der KKM (Annahmen, Randbedingungen, Vorgehensweise) und die erstellten Kennlinien werden im Anhang, Abschnitt D beschrieben.

Der Kaltwasserspeicher wird mit dem TRNSYS Type 74 abgebildet /Type 74/. Dieses simuliert eine eindimensionale Kolbenströmung unter Berücksichtigung der Wärmeleitung zwischen den Elementen und Wärmeverluste an der Behälterwandung. Die Elemente werden als thermische

Mischkammern abgebildet. Zu- und Abläufe können in beliebiger Höhe definiert werden. Die Speicherwahl und Parametrierung erfolgt nach realen Herstellerangaben.

Für die Rückkühlung der KKM werden Gleichungen für einen Feuchtkühlturm verwendet. Feuchtkühltürme sind im Kleinleistungsbereich bis 50 kW aus Kostengründen noch immer seltener anzutreffen als trockene Rückkühlwerke von Kompaktkälteanlagen. Für die hier untersuchten Netze mit geringer Anschlussleistung wäre in Realität kein Wasserbedarf für die Rückkühlung zu erwarten. Im gewerblichen Bereich, der sich oft auch in innerstädtischen Fernwärmeversorgungsgebieten befindet, sind Feuchtkühltürme für Abwärmeleistungen größer 50 kW hingegen ein üblicher Einsatzfall. Als typische Anwendungsfälle können große Kältelasten von Supermärkten, Serverräumen oder Hotels genannt werden. Auch erzeugerseitig werden dann Feuchtkühltürme eingesetzt, wenn Entnahme-Kondensationsanlagen zum Einsatz kommen. Im Hinblick auf die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf größere Bestandsnetze kann die Bilanzierung des Wasserbedarfes damit wichtige Beiträge zur Bewertung des LowEx Gedankens erbringen.

Die im multifunktionalen Fernwärmenetz, dezentral eingespeiste Abwärme soll daher in Zeiten, in denen nicht ausreichend großer Wärmebedarf besteht, von einer bilanzschließenden Größe ausgeglichen werden. Für diese sind Speicher (Netzspeicher, Pufferspeicher) und Rückkühlwerke denkbar. In dieser Arbeit übernimmt ein zentrales Rückkühlwerk den energetischen Ausgleich.

Damit die Simulationsrechnungen der Kälteerzeugung mit dezentralem Rückkühlwerk und der Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz vergleichbar sind, wird in allen Fällen mit Feuchtkühlturm gearbeitet. Der Kühleffekt der Rückkühlwerke wird folglich zu 100 % über Verdunstungskühlung erreicht. Konvektive Wärmeübergänge werden vernachlässigt.

Der jährliche Wasserbedarf $V_W = \frac{m_W}{\rho_W}$ wird für die von der KA vorgegebene Kondensatorwärme Q_K unter Annahme einer konstanten Verdampfungsenthalpie r_W berechnet.

$$V_W = \frac{Q_K}{\rho_W \cdot r_W} = Q_0 \cdot \frac{1+COP}{COP \cdot \rho_W \cdot r_W} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Mit $r_W \approx 2.450 \text{ kJ/kg} \approx 0,667 \text{ kWh/kg}$ und $\rho_W \approx 1000 \text{ kg/m}^3$ ergibt sich überschläglich

$$V_W \approx 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{Q_0}{\text{kWh}} \cdot \frac{1+COP}{COP} \quad \text{Gl. 3-5}$$

Neben dem reinen Verdunstungswasser muss ein recht erheblicher Anteil an Wasser in regelmäßigen Abständen für die Entsalzung oder auch Abschlammung der Rückkühlwerke aufgewendet werden. Sager benennt den Bedarf an Ergänzungswasser auf Basis von Betriebserfahrungen auf das 1,4 bis 3,5 fache des Verdunstungswassers /Sager 08/. Für die hier zu Grunde liegenden Rechnungen wird ein konstanter Wert von 1,4, d.h. ein Faktor von $f=0,4$ vereinbart.

$$V_W \approx 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1+f) \cdot \frac{Q_0}{\text{kWh}} \cdot \frac{1+COP}{COP} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Die elektrische Arbeit des Ventilators und der Pumpe können aus Erfahrungswerten heraus als fester Anteil von 2% der Kondensatorwärme Q_K angenommen werden.

3.6.3 KKM mit Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz

Als Vergleichsvariante zur dezentralen Rückkühlung wird der eigentliche Grundgedanke des „Multifunktionalen Fernwärmesystems“ aufgegriffen – die dezentrale Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz. Anstatt eines einzelnen zentralen Erzeugers wird das Fernwärmesystem um

dezentrale Erzeugungsanlagen erweitert. Fernwärme und Kälteerzeugung sind entsprechend Bild 3-24 direkt miteinander gekoppelt.

Die KKM wird so ausgelegt, dass sie in der Lage ist, bei den höheren Kondensationstemperaturen zu arbeiten. Ansonsten ändert sich nichts an der Grundkonzeption und den kälteseitigen Bedingungen bezüglich Temperaturen und Lastverläufen (zur Konfiguration siehe Abschnitt 4.7.4). Es werden die gleichen Modelle und Rechenalgorithmen verwendet, wie für die KA mit dezentralem Rückkühlwerk. An dieser Stelle soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die Arbeit nicht auf einer Wirtschaftlichkeitsanalyse basiert, sondern energetische Vergleiche anstellt. Mehrkosten, die durch die individuelle Auslegung der Kälteanlagen entstehen, sind somit kein Hinderungsgrund für deren Einsatz als Untersuchungsobjekt.

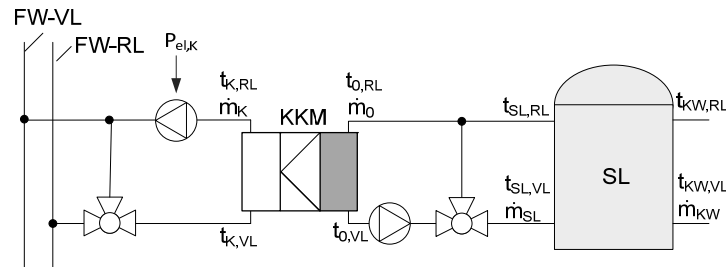


Bild 3-24 Schema KKM-FW zur Einspeisung in den Netzzvorlauf

Wird mehr Abwärme eingespeist, als Wärmebedarf vorhanden ist, erfüllt eine bilanzschließende Anlage die Aufgabe, die Energiebilanz im Netz auszugleichen. Der Kälteanlage wird dabei kein Mess- und Regelsignal über den Lastzustand des Fernwärmenetzes übermittelt, um bei Überhitzung reagieren zu können. Dies würde vor allem bei mehreren dezentralen Einspeisern zu komplexen Regelproblemen führen. Kann der „Wärmeüberschuss“ im Netz nicht mehr durch Bedarf abgeführt werden, müsste die Kälteanlage in diesem Fall die Kälteerzeugung unterbrechen (Abfuhr der Kondensatorwärme ist nicht mehr möglich) oder es müsste eine dezentrale Notkühleinrichtung in Betrieb genommen werden. Eine solche Situation wäre für Kunden kaum tragbar. Aus diesen Gründen erfolgt keine Rückkopplung an die KA und das Wärmemanagement wird zentral organisiert.

Im simulierten Bestandsnetz (Kapitel 5) besteht ganzjährig ausreichend hoher Wärmebedarf, sodass keine bilanzausgleichende Größe für Wärmeüberschuss notwendig ist.

3.6.4 AbKM mit dezentralem Rückkühlwerk

Seit Jahren werden die Vor- und Nachteile von Absorptionskälteanlagen in der Fernwärme diskutiert. Für den Fernwärmeversorger wirken sich vor allem die hohen Temperaturanforderungen von 90 °C - 120 °C (herstellerabhängig) zum Austreiben des Kältemittels nachteilig aus. Die hohen Vorlauftemperaturen verursachen gerade in Schwachlastzeiten hohe Wärmeverluste. Zudem liefern die Desorber sehr hohe Rücklauftemperaturen in das FW-Netz zurück, was den Wirkungsgrad der KWK-Anlagen negativ beeinflusst.

Auf der anderen Seite stehen die positiven Effekte der vergrößerten Abnehmerlast und damit Betriebsstundenzahl der KWK-Fernwärmeerzeuger. Der Vergleich zwischen KKM und AbKM soll hiermit einen weiteren Diskussionsbeitrag liefern, unter welchen Randbedingungen, welches System vorteilhaft anzuwenden ist.

In der Variante AbKM mit dezentralem Feuchtkühlturm nach Bild 3-25 wird der Desorber direkt mit Fernwärme betrieben. Die Rückkühlung erfolgt vor Ort.

Um Vergleichbarkeit der Simulationen gegenüber der Kälteerzeugung mit KKM zu gewährleisten, werden dieselben Betriebsbedingungen für die Kaltwasserseite (Lastgänge, Temperaturen, Systemkomponenten) und dasselbe Modell für das Rückkühlwerk verwendet.

Dies betrifft konkret folgende Aspekte:

- Speicherauslegung
- Modell des Rückkühlwerkes
- Kältelastgang
- Kaltwassertemperaturen und Ladevolumenströme
- Kennlinie der Speicherladepumpe

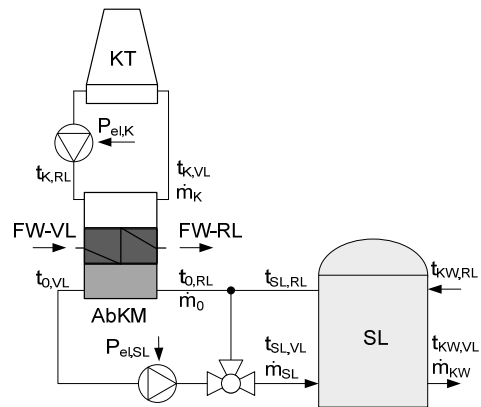


Bild 3-25 Schema AbKM-KT

Unterschiede in der Betriebsführung und Speicherbewirtschaftung zwischen KKM und AbKM werden im Modell berücksichtigt. Die AbKM selbst wird als Kennlinienmodell abgebildet. Die dazu notwendigen Kennlinien werden mit einer Programmvorlage aus /DittmannL 08/ erstellt und an Herstellervorgaben angepasst.

3.6.5 AbKM mit Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz

Alternativ zur Fernwärme betriebenen AbKM mit Kühlturm, ist die Möglichkeit der Abwärmeeinspeisung in das Netz zu prüfen (Schema siehe Bild 3-26). Damit findet erneut eine Kopplung zwischen Fernwärmesystem und Kälteversorgung statt und die zentrale Erzeugung wird um einen dezentralen Einspeiser erweitert.

Die Wärmezufuhr des Desorbers erfolgt dabei nicht über das FW-Netz sondern über einen mit Erdgas befeuerten Dampferzeuger. Die Entkopplung der Beheizung (Desorber) von der Fernwärme ermöglicht dann auch die LowEx-Fahrweise mit den bereits diskutierten Vorteilen.

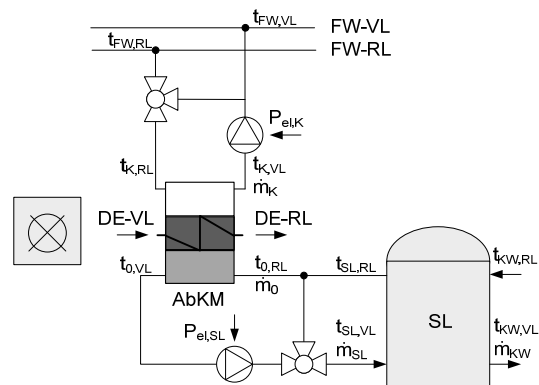


Bild 3-26 Schema AbKM-FW

Praktisch kommen dem FW-Versorger damit die Vorteile niedriger Netztemperaturen zu Gute und der KA-Betreiber ist in der Lage, den mit AbKM recht großen Rückkühlaufwand über ein eigenes Rückkühlwerk einzusparen.

4. LowEx-Fernwärmesystem: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter

4.1 Auflistung der untersuchten Variantenkombinationen

Nachdem die Modellstrukturen im vorangehenden Kapitel vorgestellt und beschrieben wurden, erfolgt nun deren Konfiguration und die Beschreibung der Randbedingungen.

Um die Übersichtlichkeit in den verschiedenen Variantenrechnungen zu gewährleisten, werden Variantenschlüssel nach Tabelle 4-1 definiert, welche die wichtigsten Annahmen und Randbedingungen charakterisieren und eine Möglichkeit zur Fallunterscheidung bieten.

Tabelle 4-1 Variantenschlüssel

Zentrale Erzeugungsanlagen ⁷		Abnehmerstruktur der TWE	
BHKW	Blockheizkraftwerk	SL	Speicherladesystem
DT1 und DT2	Dampfturbinen	DF	Durchflusssystem
ST	Solarthermieranlage	SLWP	LowEx-Speicherladesystem
Dezentrale Erzeugungsanlagen / Kälteversorgung		Fahrweisen	
KKM-KT	KKM mit Rückkühlung über dezentrales Rückkühlwerk	90	AbKM Fahrweise
KKM-FW	KKM mit Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz (Vorlauf)	80-65	Konventionelle Fahrweise
AbKM-KT	AbKM mit Rückkühlung über dezentrales Rückkühlwerk	70-55	Niedertemperatur Fahrweise
AbKM-FW	AbKM mit Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz (Vorlauf)	60-45	LowEx Fahrweise

Bezeichnung

Variantenschlüssel (beispielhaft)

		DT	80-65	-	SL	KKM-KT
Energiebereitstellung	Wärmeerzeuger	_____	_____	_____	_____	_____
	Fahrweise	_____	_____	_____	_____	_____
Abnehmeranlagen	TWE	_____	_____	_____	_____	_____
	Kälteversorgung	_____	_____	_____	_____	_____

Erklärung des Variantenschlüssels (beispielhaft)

DT	Dampfturbinen-HKW
80-65	Vorlauftemperatur $t_{FW,VL} = 80\text{ °C}$ (Nennlastfall) – 65 °C (ab Erreichen der Heizgrenztemperatur)
SL	Speicherladeprinzip
KKM-KT	Kompressionskältemaschine mit lokalem Rückkühlwerk

⁷ Jeweils mit Heizwerk (HW) und Speicher (SP)

4.2 Wetterdaten

Für alle Simulationen wird der Wetterdatensatz des Testreferenzjahres TRY 2004, Region 4 (Standort Potsdam) des Deutschen Wetterdienstes (DWD) verwendet, da Dresden innerhalb dieser Region lokalisiert ist. Für jede Region des TRY wurden anhand langjähriger Messdaten charakteristische Witterungsverläufe gebildet. Die Daten wurden so gewählt, dass die Langzeitmittelwerte möglichst gut mit den 30-jährigen Mittelwerten übereinstimmen. Der Datensatz stellt damit einen repräsentativen Verlauf, nicht aber extreme Wetterbedingungen dar. Bild 4-2 zeigt den Verlauf der Außentemperatur im Jahresgang und Bild 4-1 die Regionenkarte des DWD. Region 4 ist in letzterem dunkelgrau hervorgehoben. Das TRY enthält neben der Außentemperatur auch solare Strahlungsdaten, Luftfeuchte und -Druck, Bedeckungsgrad u.a. Die Heiz- und Kühllastberechnung erfolgen ebenfalls auf Basis dieser Wetterdaten.

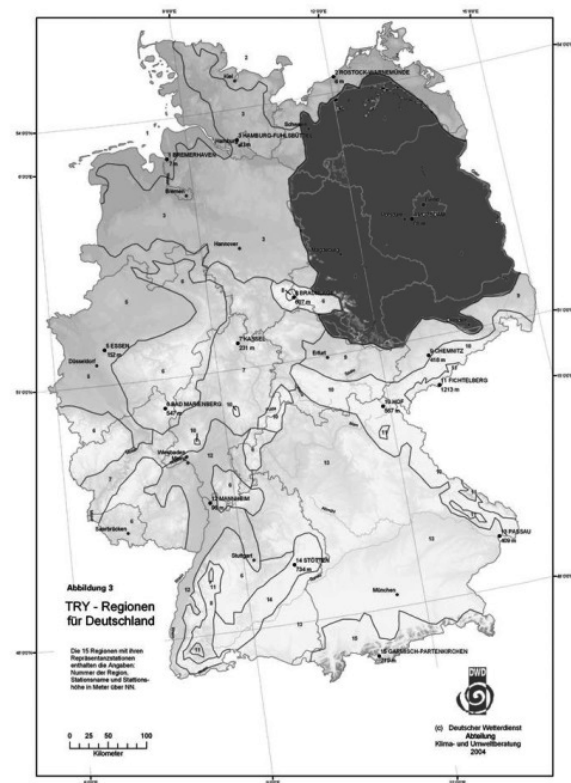


Bild 4-1 Regionenkarte TRY 2004 /TRY 04/

Wie in Bild 4-2 zu erkennen ist, weist das TRY einen relativ gemäßigten Temperaturverlauf auf. Die für Dresden zu verwendende Nennlasttemperatur für Heizungsanlagen von -14°C wird für 13 Stunden unterschritten. Die Minimaltemperatur beträgt $-17,5^{\circ}\text{C}$. Auffällig ist auch der relativ gemäßigte Sommer mit kurzzeitig heißen Spitzen über 25°C (150 Stunden) und vielen kühlen Nächten unterhalb der Heizgrenze von 15°C . Da die Nachführung der Fernwärmeverlauftemperatur zeitdiskret für jeden Zeitschritt der Simulation erfolgt, entstehen in der Heizlastberechnung relativ wenige heizfreie Tage. An 6677 Stunden im Jahr, wird die Heizgrenze unterschritten und es erfolgt die Heizlastberechnung. In der Kältebedarfsrechnung zeigt sich der milde Jahresverlauf mit relativ langen Laufzeiten der Kälteanlagen.

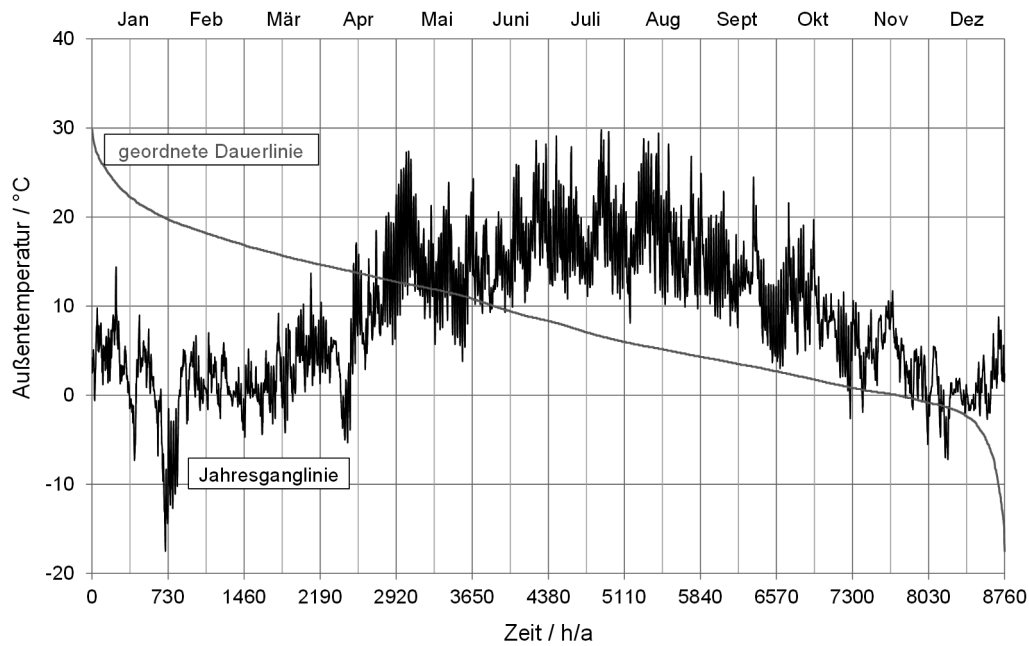


Bild 4-2 Außentemperatur des Testreferenzjahres TRY 2004, Region 4

4.3 Fahrweisen des LowEx-Fernwärmesystems

Unter dem Begriff Fahrweise wird fortfolgend die Regelung der Netzhaupttemperatur in Abhängigkeit von der Außentemperatur verstanden. Die Anpassung erfolgt in jedem Zeitschritt.

Aus den Umfrageergebnissen nach Bild 1-2 wird die Ausgangs- und Referenzsituation der Netzsimulation für Netze < 20 MW Heizleistung abgeleitet. Da sich viele Netzbetreiber über eine tendenzielle Absenkung der Netztemperaturen äußerten, wird für die als „konventionelle Fahrweise“ bezeichnete Referenzfahrweise eine maximale Vorlauftemperatur von $t_{FW,VL,max} = 80\text{ °C}$ (Nennlast) und minimal $t_{FW,VL,min} = 65\text{ °C}$ (Heizgrenze) definiert. Dies entspricht den minimalen Angaben der Umfrage. Der Begriff „konventionell“ ist hier also nicht im Sinne heute etablierter Fernwärmesysteme mit Netzhaupttemperaturen von in der Regel größer 100 °C zu verstehen, sondern im Vergleich zu den hier untersuchten Niedertemperatur- und LowEx-Fahrweisen.

Für die Kälteversorgung, bei der Absorptionskälteanlagen (AbKM) zum Einsatz kommen, wird eine Fahrweise mit einer Vorlauftemperatur von 90 °C definiert. Da eine der beiden verwendeten Kältelasten einen technologischen Grundlastanteil besitzt, wird diese Temperatur ganzjährig konstant gehalten.

Tabelle 4-2 zeigt die Übersicht der definierten Fahrweisen.

Tabelle 4-2 Fahrweisen

Varianten-schlüssel	Bezeichnung	Netztemperaturen Vorlauf / Rücklauf
90	AbKM Fahrweise	$t_{FW,VL} = 90\text{ °C} / t_{FW,RL,N} = 45\text{ °C}$
80-65	Konventionelle Fahrweise	$t_{FW,VL} = 80-65\text{ °C} / t_{FW,RL,N} = 45\text{ °C}$
70-55	Niedertemperatur Fahrweise	$t_{FW,VL} = 70-55\text{ °C} / t_{FW,RL,N} = 45\text{ °C}$
60-45	LowEx Fahrweise	$t_{FW,VL} = 60-45\text{ °C} / t_{FW,RL,N} = 35\text{ °C}$

Die Rücklauftemperatur $t_{FW,RL}$ ergibt sich aus den Kundenanlagen. Für den Nennlastfall und die Netzauslegung werden die in Tabelle 4-2 angegebenen Werte angenommen.

Bild 4-3 zeigt eine grafische Übersicht der genannten Varianten.

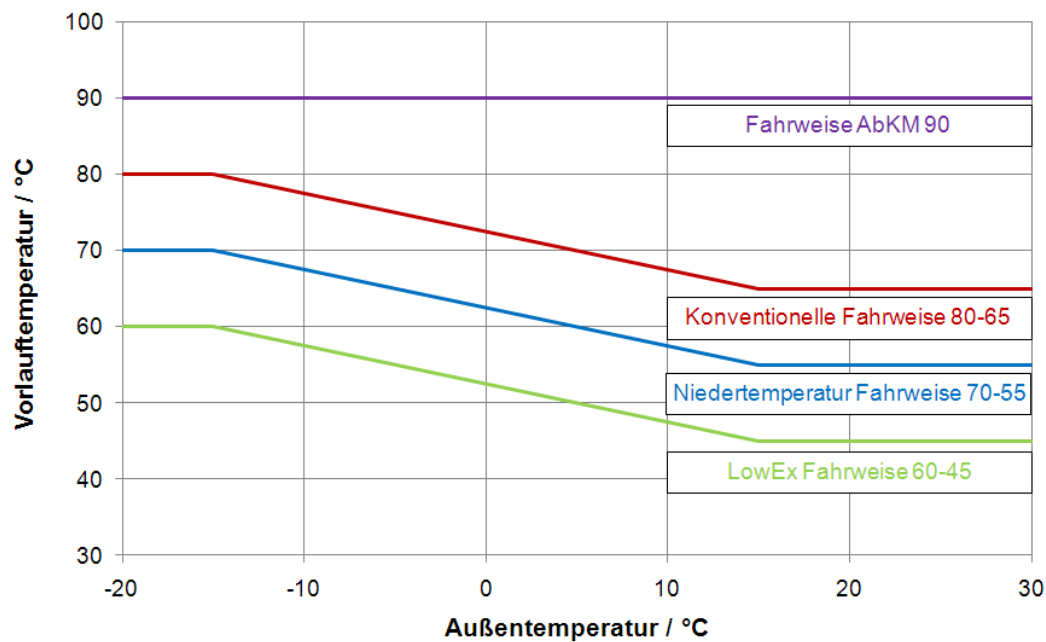


Bild 4-3 Fahrweisen mit Angabe der Netzzvorlauftemperatur

Die Dimensionierung der Fernwärmeleitungen wird den jeweiligen Fahrweisen angepasst. Jede Fahrweise kann demnach mit einer Neukonzeption des Versorgungssystems gleichgesetzt werden.

Es wird nicht davon ausgegangen, dass mit den unterschiedlichen Fahrweisen und Netztemperaturen Änderungen im Gebäudewärmebedarf einhergehen, wie das bspw. bei einer Gebäudesanierung der Fall wäre. Die Ergebnisse der Variantenrechnungen wären dann nicht mehr untereinander vergleichbar. Mit jeder Fahrweise wird die gleiche Wärmeversorgungsaufgabe erfüllt. Der thermische Nutzenergiebedarf ist konstant und die Art und Auslegungsbedingungen der Heizungsanlagen sind dem Temperaturniveau der Wärmeversorgung angepasst.

4.4 Charakterisierung der Fernwärmenetzstruktur

Der strukturelle Aufbau des LowEx-Netzes basiert auf einem realen Stadtgebiet, für welches in vorliegender Arbeit ein Inselnetz konstruiert wird. Das Inselnetz nach Bild 4-4 verbindet 16 Gebäude mit verschiedenen Wärmedämmstandards, unterschiedlicher Anzahl an Wohneinheiten und unterschiedlicher Anschlussleistung von Zweifamilien- bis Mehrfamilienhäusern mit 10 Wohneinheiten. Beispielhaft sind drei der Gebäude im Anschlussgebiet in Bild 4-5 dargestellt. Das gewählte Stadtgebiet liegt im Ausbaugebiet des städtischen Fernwärmeversorgers und soll im Rahmen der Netzverdichtung zunehmend auf Fernwärme umgestellt werden. Eine solche Umstellung erfolgt oftmals schrittweise und abgegrenzt als sogenanntes Inselnetz mit eigener Energieversorgung über Heizkessel und BHKW, bis die Anschlussleistung ausreichend hoch ist für die Verbindungsleitung zur Haupttrasse.

Das Inselnetz mit 16 Abnehmern stellt aus Sicht des Autors eine sinnvolle Untersuchungsgrundlage dar, weil LowEx vor allem in wirklich kleinen Netzstrukturen zu erwarten ist (siehe auch Abschnitt 3.2) und andererseits eine praktikable Handhabung innerhalb der Simulationsumgebung gewährleistet werden kann. Die phänomenologische Beschreibung des Fernwärmesystems in den Bereichen Wärmerzeugung-Verteilung-Bedarf ist bereits mit 16 Abnehmern und kleinem Erzeugerpark hochgradig komplex, wie die Diskussion der Ergebnisse zeigt. Da sich die Simulationssoftware (Modul Fernwärme) derzeit noch im Entwicklungsstadium befindet und die Ergebnisse an allen Abnehmern ausführlich geprüft werden müssen, wäre die wissenschaftliche Untersuchung eines großen Fernwärmesystems (einige Hundert Abnehmer) in der hier angestellten Detailtiefe kaum mehr möglich.

4 LowEx-Fernwärmesystem: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter

Die Übertragbarkeit der Aussagen auf ausgedehnte Netzstrukturen wird dennoch durch folgende Aspekte gewährleistet:

- Simulation von 2 Netzstrukturen:
- Neukonzeption (Bild 4-4) – für jede Fahrweise wird das Netz neu dimensioniert
- Bestandsnetz (Abschnitt 6.5) – Temperaturabsenkung innerhalb einer real gegebenen Netzstruktur
- Simulation mit 2 Dampfturbinen:
- Charakteristik einer Kompakt-Dampfturbine für geringe Netzgrößen
- Charakteristisches Verhalten eines Mittellast-HKW
- Vergleichende Auswertung der Ergebnisse gegenüber einem („konventionellen“) Referenzszenario, anstelle absoluter Werte

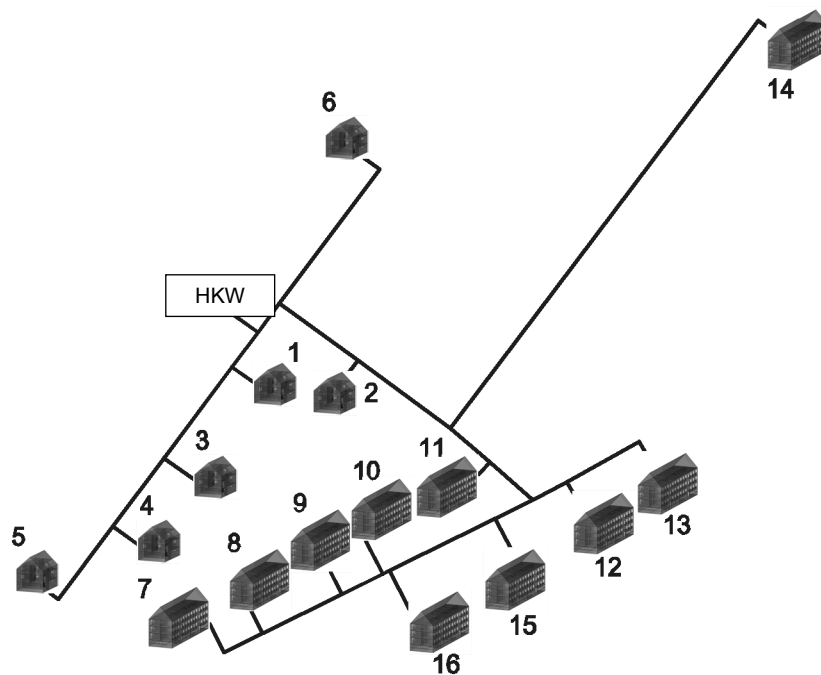


Bild 4-4 Struktur des LowEx-Fernwärmenetzes



Bild 4-5 ausgewählte Gebäude des LowEx-Fernwärmenetzes

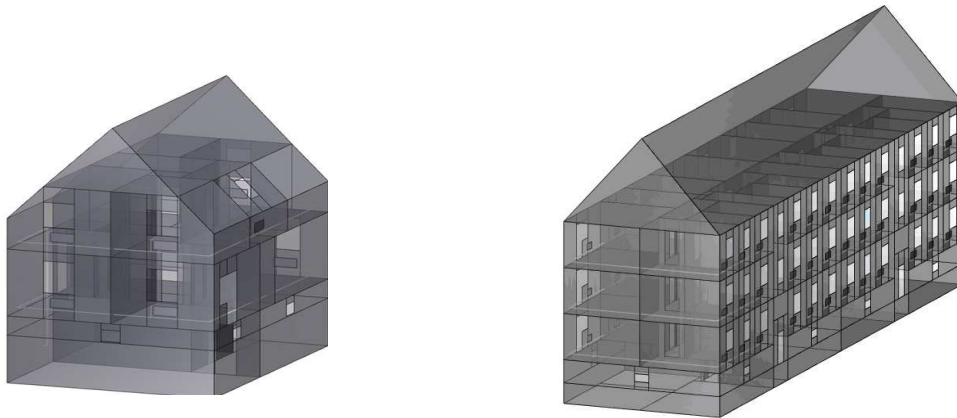


Bild 4-6 für die Netzsimulation verwendete Gebäude

Die Konfiguration der simulierten Gebäude erfolgt jedoch nicht exakt entsprechend den realen Gegebenheiten (Bild 4-5). Vielmehr werden Parameter von Gebäudesimulationen verwendet, die dem Autor aus /MDH 10c/ und /SEM 12/ zur Verfügung standen und welche die realen Gebäudestrukturen gut repräsentieren (Bild 4-6). Die für die Simulation gewählten Abnehmermodelle wurden alle in /SEM 12/ gegenüber detaillierten Gebäuderechnungen validiert. Die Gebäudeparameter entsprechen damit nicht der Gebäudesituation vor Ort aber beinhalten ein hohes Maß an Qualitätssicherung. Der alternative Weg dazu wäre der Versuch gewesen, die Gebäude vor Ort so realistisch, wie möglich abzubilden. Die Validierung dieser Annahmen setzt aber Messdaten der Hausanschlussstationen (zeitlich hoch aufgelöste Temperaturen und Volumenströme) voraus, die dem Autor nicht zur Verfügung stehen.

Die Gesamtanschlussleistung des Netzes beträgt $\Sigma \dot{Q}_N = 723 \text{ kW}$. Die sich daraus ergebende thermische Leistungsliniendichte von etwa $0,5 \text{ kW/m}$ wäre aus wirtschaftlicher Sicht in heutigen Netzstrukturen eher fragwürdig. Empfehlungen in /Wolf 11/ zufolge, sollte sie mindestens $1,0 \dots 1,5 \text{ kW/m}$ betragen. Die Gebäudekonfiguration wurde jedoch gewählt, um zu zeigen, dass mit LowEx-Fahrweisen auch Netze mit geringer Anschlussleistung energetisch effizient betrieben werden können. Laut Netzsimulationen entstehen in der Konventionellen-Fahrweise Wärmeverluste von 10% im Jahresdurchschnitt, was für einen Netzneubau relativ hoch wäre. Mit LowEx-Fahrweise werden jedoch nur 7% erreicht. Mit Hilfe der Bewertungskriterien nach Kapitel 2 soll folglich der Frage nachgegangen werden, ob selbst ein Netz mit Einfamilienhäusern, wenn auch unter heutigen Gesichtspunkten wirtschaftlich noch nicht interessant, zukünftig mit LowEx energetisch effizient versorgt werden könnte. Welche neuen Mindestanforderungen sich für LowEx-Netze in wirtschaftlicher Hinsicht im Sinne ergeben, wird jedoch hier nicht untersucht und sollte in nachfolgenden Arbeiten herausgefunden werden.

Rohrleitungen

Entsprechend einer Auslegungsrechnung und kostenoptimierten Rohrleitungsplanung /STEFaN/ besitzt das Netz in Summe eine Länge von $2 \times 1528 \text{ m}$ und eine Wärmeleistungsliniendichte von $0,5 \text{ kW/m}_{\text{Trassenlänge}}$. Die Rohrleitungen werden nach Annahme gebräuchlicher Strömungsgeschwindigkeiten zwischen $1,5 \text{ m/s}$ und $2,0 \text{ m/s}$ dimensioniert. Es ergeben sich Querschnitte von DN 25 in den Anschlussleitungen bis zur Hauptleitung mit DN 100.

Für die erdverlegten Rohrleitungen wird eine Verlegetiefe von 1 m gewählt. Die Leitungen der HAST werden in ruhender Umgebungsluft mit einer Temperatur von konstant 20°C simuliert.

Es werden ausschließlich KMR-Rohre verwendet. Die Kenndaten der Rohre entsprechend Herstellerangaben sind in Tabelle 9-18 und die der Isolation in Tabelle 9-19 des Anhangs aufgeführt.

Netzumwälzpumpe

In Fernwärmesystemen beträgt der Anteil der elektrischen Energie der Netzpumpen nach Erfahrungen des Autors aus der Zertifizierung von Primärenergiefaktoren nach FW 309-1 lediglich 1 bis 2 % der eingespeisten Wärme. Für die Untersuchungen der LowEx-Netze, bei denen die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf reduziert wird, ist die Abbildung der Netzpumpen dennoch von großer Bedeutung, da der Energieaufwand etwa zur dritten Potenz mit dem Massestrom steigt.

Die Netzkennlinie der Konventionellen-Fahrweise und die Kennlinien der dazu gewählten, Drehzahl geregelten Trockenläuferpumpe sind in Bild 4-7 dargestellt.

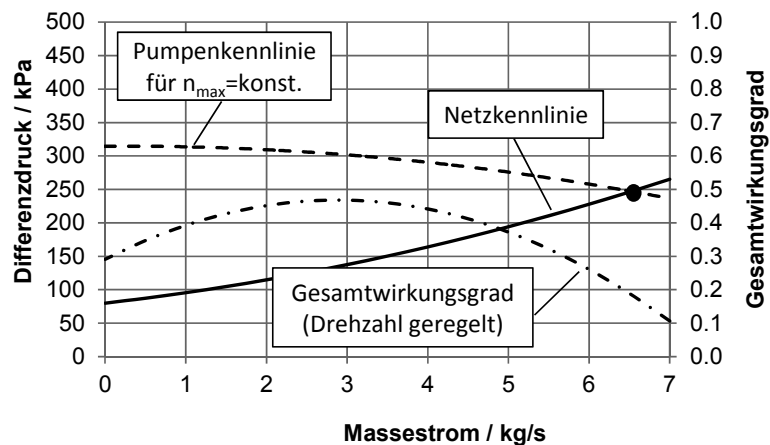


Bild 4-7 Netzkennlinie der Konventionellen-Fahrweise und Pumpenkennlinien

Das Offset von 80 kPa entsteht durch die Mindest-Abnehmerdruckdifferenz. Der hier dargestellte, maximal mögliche Massestrom von $\dot{m}_{FW} = 6,7 \text{ kg/s}$ wird auf Grund der Gleichzeitigkeit praktisch nicht erreicht aber für die Pumpenauslegung verwendet. Der Teillastbereich zwischen 2 und 4 kg/s ist der am häufigsten auftretende Bereich, sodass die Pumpe mit optimalen Wirkungsgraden arbeiten kann. Der im Diagramm dargestellte Wirkungsgradverlauf ist nicht die Kurve für die Nenn-Drehzahl sondern entspricht bereits dem drehzahlgeregelten Teillastzustand der Pumpe entlang der Netzkennlinie.

Der Druckverlauf von der Netzeinspeisung (HKW) bis zum Netzschlechtpunkt (Abnehmer 7 nach Bild 4-4) ist in Bild 4-8 abgebildet.

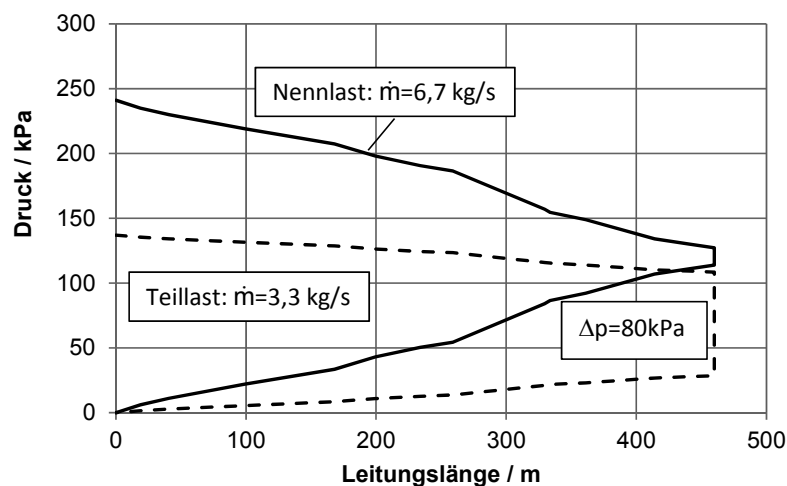


Bild 4-8 Druckverlustdiagramm der Konventionellen-Fahrweise

Die durchgehende Linie stellt den Druckverlauf bei Nennmassestrom dar. Für diesen Lastfall ist die Pumpe nicht in der Lage den Soll-Differenzdruck von $\Delta p_{soll} = 80 \text{ kPa}$ am Netzschlechtpunkt

(Abnehmer 7) zu gewährleisten. Erst im Teillastbereich kann Δp_{Soll} eingehalten werden. Beispielhaft zeigt dies die gestrichelte Linie in Bild 4-8 für einen Massestrom von $\dot{m}_{FW} = 3,3 \text{ kg/s}$. Die Gleichzeitigkeit des Wärmebedarfes, ab der die Pumpe die Differenzdruckanforderung gewährleisten kann, beträgt etwa 80 %, was $\dot{m}_{FW} = 5,4 \text{ kg/s}$ entspricht. Dieser Wert wird in allen Jahressimulationen nie überschritten. Die Netzpumpe ist demnach ausreichend groß dimensioniert.

Die Pumpenkennlinien (siehe Tabelle 4-3) wurden entsprechend Herstellerangaben für die Nenndrehzahl erstellt und im Simulationsprogramm hinterlegt. Da sich die Netzkennlinien der anderen Fahrweisen nur geringfügig unterscheiden (Netzauslegung nach maximaler Strömungsgeschwindigkeit), wird für alle Simulationen die gleiche Netzumwälzpumpe verwendet.

Tabelle 4-3 Koeffizienten der zentralen Umwälzpumpe, abgeleitet aus Herstellerkatalogen

Pumpendifferenzdruck in Pa	
nach $\Delta p = A \cdot \dot{m}^2 + B \cdot \dot{m} + C$ mit $[\dot{m}] = \text{kg/s}$	A=-1500 B=-1000 C=315000
Gesamtwirkungsgrad (Pumpe und Motor)	
nach $\eta_{el} = A \cdot \dot{m}^2 + B \cdot \dot{m} + C$ mit $[\dot{m}] = \text{kg/s}$	A=-0,02132 B=0,12290 C=0,29101

Für die Regelung der zentralen Netzumwälzpumpe wird eine Differenzdruckregelung am Netzschlechtpunkt mit der Sollgröße $\Delta p_{soll} = 80 \text{ kPa}$ gewählt. Der Regler regelt das Drehzahlverhältnis $n_p/n_{p,max}$ und über die Ähnlichkeitsgesetze /Perschk 00/ wird der Pumpendruck bestimmt, der wiederum in das Gleichungssystem zur hydraulischen Netzberechnung einfließt. Eine Nutzereingabe legt die maximale Pumpenkennlinie (Absolutdruck) für $n_p/n_{p,max} = 1$ fest, die nicht von der Regelung überschritten werden kann. Aus

$$P_{el,FW,P} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{el}(\dot{V})} \quad \text{Gl. 4-1}$$

kann dann der Energieaufwand der Netzpumpe abgeleitet werden.

Reglereinstellung

Für die Drehzahlregelung der Netzumwälzpumpe wird der PI-Regler des *TRNSYS* Type 167 genutzt. Die Übertragungsfunktion des Fernwärmenetzes (siehe Bild 4-9) nachzubilden wäre unverhältnismäßig aufwändig. Problematisch ist vor allem der Nutzereinfluss, der die Massestromverteilung bestimmt, woraufhin sich besonders in kleinen Netzen die Netzcharakteristik sprunghaft ändern kann. In der Praxis werden deshalb häufig die Regeln nach Ziegler und Nichols zum Einstellen der Parameter von P-, PI- und PID-Reglern verwendet /Geering 03/. Das Übertragungsverhalten des Netzes wird mit Hilfe der Netzsimulation ermittelt. Es ergeben sich nach diesen Einstellregeln:

$$K_p = 0.000001665 \quad | \quad T_N = 612.0 \text{ s.}$$

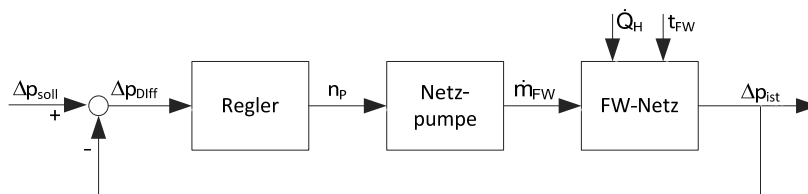


Bild 4-9 Regelkreis der Netzumwälzpumpe

Die Simulationen zeigen, dass die Reglereinstellungen mit allen Fahrweisen angewendet werden können.

4.5 Charakterisierung der Abnehmerstruktur

4.5.1 Heizlastberechnung

Der Jahresgang der Gebäudeheizleistung ergibt sich aus der Überlagerung der inneren und solaren Gewinne, Lüftungs- und Transmissionswärmeverluste gegenüber der Umgebung. Zur Bestimmung der Wärmeverluste werden die in Tabelle 4-4 aufgeführten Gebäudeparameter verwendet. Innerhalb jeder Fahrweise werden für alle Gebäude die gleichen Systeme für Heizung und TWE vorausgesetzt. Vertiefende Angaben zur Berechnung mit dem vereinfachten R-C-Modell sind dem Forschungsbericht /SEM 12/ zu entnehmen.

Tabelle 4-4 Parameter der Gebäude zur Heizlastberechnung

Nr.	$\dot{Q}_{H,N}$ / kW	A_N m ²	H_{Opak} W/K	$H_{Fenster}$ W/K	Gebäude- schwere	Anz WOE
12,13	23,1	1043	315,3	126,7	4	12
15,16	31,4	1043	565,2	126,7	4	12
7,8,9,10,11,14	70,0	1043	1683,5	274,5	3	12
1,5	5,8	153	121,9	16,8	4	1
3,4,6	10,5	153	259,8	36,4	4	1
2	13,6	153	373,6	36,4	3	1

Nr. .. Gebäudenummer nach Bild 4-4

$\dot{Q}_{H,N}$.. Auslegungsheizleistung in kW

A_N .. Nutzfläche in m²

H_{Opak} .. Wärmedurchgang durch opake Flächen in W/K

$H_{Fenster}$.. Wärmedurchgang durch Fensterflächen in W/K

Gebäudeschwere .. Maß für das mittlere Wärmespeichervermögen der Gebäudestruktur nach DIN EN ISO 13790:

- 1 .. „sehr leicht“, $C_m = 80$ kJ/K
- 2 .. „leicht“, $C_m = 110$ kJ/K
- 3 .. „mittel“, $C_m = 165$ kJ/K
- 4 .. „schwer“, $C_m = 260$ kJ/K
- 5 .. „sehr schwer“, $C_m = 370$ kJ/K

Die solaren Gewinne wurden mit Hilfe der Solarstrahlungsdaten des hinterlegten Wetterdatensatzes (Abschnitt 4.1) unter Berücksichtigung der Fensterflächenanteile vereinfacht berechnet. Verschattungseinflüsse wurden dabei nicht einbezogen, da dazu eine sehr detaillierte Ortskenntnis notwendig wäre. Für den exemplarischen Zeitraum von einer Woche ergeben sich die in Bild 4-10 dargestellten solaren Gewinne. Die Kurvenamplituden entsprechen der zur Sonne gerichteten Fensterfläche der Gebäude. Die Kurvenverläufe stimmen exakt überein, da eine Winkelkorrektur nicht vorgenommen wurde. Es wurde vereinfachend davon ausgegangen, dass alle Gebäude gleich ausgerichtet sind.

Die Abschätzung der inneren Gewinne von Mehrfamilienhäusern ist gegenüber den wahren Gegebenheiten nur sehr ungenau realisierbar, sodass sie hier nicht erfolgte und die inneren Gewinne durchgängig auf null gesetzt wurden. Vielmehr können jedoch die Luftwechselrate und die Nachtabsenkung der Innenraum-Solltemperaturen (intermittierender Betrieb) Aufschluss über die Nutzungszeiten der Bewohner geben. Beide Größen wurden innerhalb sinnvoller Bereiche stochastisch belegt, sodass für jedes Gebäude ein individuelles Nutzerverhalten simuliert werden

kann. In der Simulation werden vereinfachend nur Tagesgänge hinterlegt und diese an allen 365 Tagen wiederholt. Zwei solcher Tagesgänge sind beispielhaft in Bild 4-11 aufgeführt.

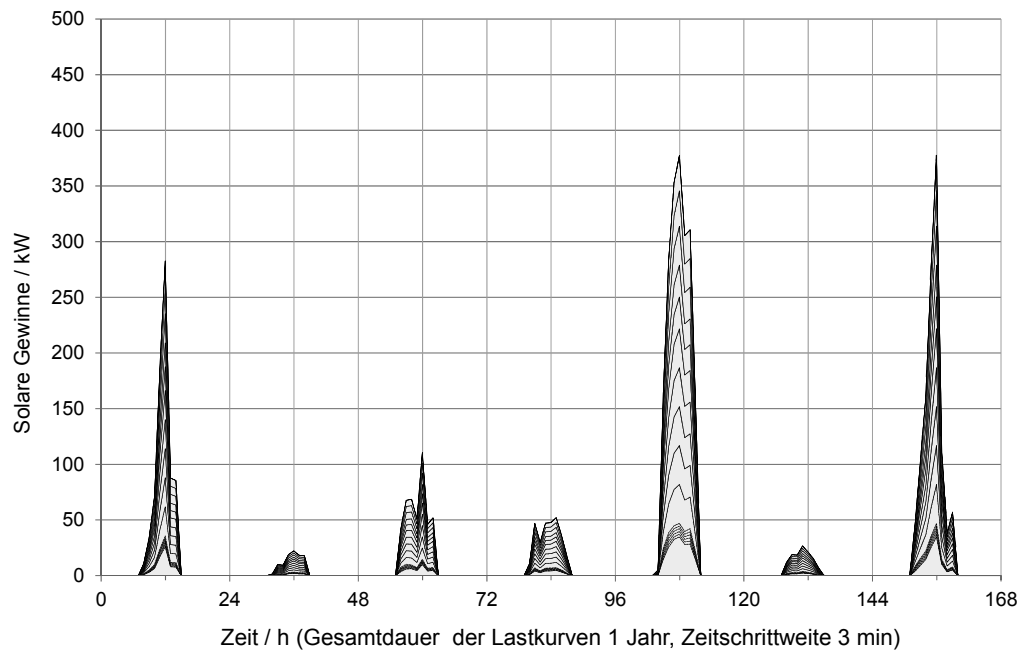


Bild 4-10 Solare Gewinne der einzelnen Abnehmer in der 1. KW, Quelle /SEM 12/

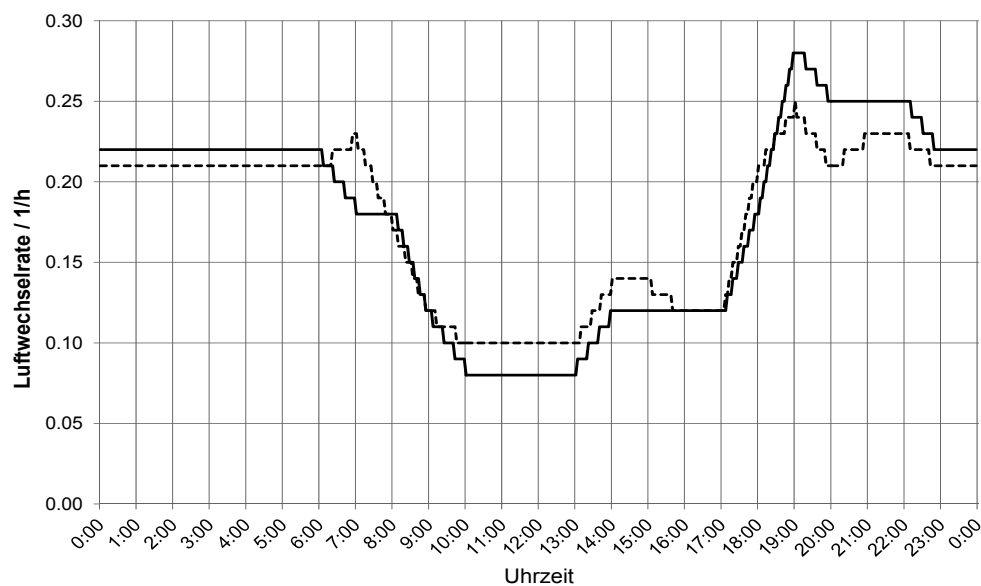


Bild 4-11 Luftwechselrate von 2 Abnehmern im Tagesverlauf, /SEM 12/

4.5.2 Heizungssystem

Das Ersatzschaltbild der Heizungsanlage benötigt für die Berechnung von Rücklauftemperatur und Massestrom eine Beschreibung des Wärmeübertragungsverhaltens im Teillastfall. Nach Abschnitt G des Anhangs werden dafür die Koeffizienten a (Heizkörperüberdimensionierung), n (Massestromeinfluss) und m (Temperatureinfluss) benutzt.

Nach /Knabe 92/ können die folgenden Koeffizienten für einen einzelnen Heizkörper verwendet werden:

Radiator- und Plattenheizkörper: $a=1,0$ / $n=0,33$ / $m=0,01$

Flächenheizung: $a=1,0$ / $n=0,1$ / $m=0,01$

Da für das neu konzipierte LowEx-Netz keine Messdaten zur Verfügung stehen, aus denen die Koeffizienten des gesamten Heizungssystems ermittelbar sind, werden die Angaben nach /Knabe 92/ auf das Ersatzschaltbild der Heizungsanlage übertragen. Vergleichsrechnungen gegenüber einer Gebäudesimulation in Abschnitt G.2 des Anhangs bestätigen die Anwendbarkeit dieser Vorgehensweise.

Die Anschlussparameter der Heizungsanlage entsprechen üblichen Werten der TGA und sind in Tabelle 4-5 aufgeführt.

Tabelle 4-5 Auslegungsbedingungen der Heizungsanlage

Fahrweise	Konventionell	Niedertemperatur	LowEx
Auslegungstemperatur primär (netzseitig)	75/50 °C	65/50 °C	50/30 °C
Auslegungstemperatur sekundär (kundenseitig)	70/45 °C	55/45 °C	35/28 °C
Art	Plattenheizkörper	Plattenheizkörper	Fußbodenheizung

Alle Heizungsanlagen sind durch Plattenwärmeübertrager hydraulisch vom Netz entkoppelt. Die sekundäre Soll-Vorlauftemperatur der Heizungsanlage wird lastabhängig nach

$$t_{VL,s} = \varphi_H^{\frac{1}{1+m}} \cdot \Delta t_{m,n} + 0,5 \cdot \varphi_H \cdot \Delta t_N + t_i \quad \text{Gl. 4-2}$$

berechnet. Eine Ausnahme bilden die Fußbodenheizungen in der LowEx-Fahrweise mit $t_{VL,s} = \text{konstant}$. Rücklauftemperatur und Massestrom ergeben sich aus der Heizkörpergleichung (Abschnitt G). Das Heizlastverhältnis φ_H und die Innenraumtemperatur t_i werden aus der Heizlastberechnung übernommen.

Im Ergebnis der Heizkörperberechnung ergeben sich die Rücklauftemperatur und der Massestrom, in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur und der Heizlast.

4.5.3 Trinkwassererwärmung

4.5.3.1 Bedarfsprofile der TWE

Die Zapfprofile der TWE \dot{V}_{Zapf} werden mit dem kostenfreien Programm DHWcalc erstellt, einer Entwicklung im Rahmen des Solar Heating and Cooling Programm (IEA-SHC) Task 26 /DHWcalc/. Dazu benötigt das Programm Angaben über Zeitdauer und zeitliche Auflösung, der Anzahl an Wohneinheiten und Nutzer. Die zeitliche Verteilung der Zapfungen kann eingegrenzt und maximale sowie minimale Durchflussraten festgelegt werden. Darauf aufbauend werden normierte Zapfprofile über Wahrscheinlichkeitsverteilungen auf den gegebenen Zeitraum verteilt und miteinander überlagert. Für jedes Gebäude wird somit ein Zapfprofil erstellt, welches die Gleichzeitigkeit aller Nutzer berücksichtigt. Bild 4-12 zeigt ein solches Zapfprofil für den Zeitraum einer Woche.

Die Abbildung lässt die typischen Bedarfsspitzen am Morgen, Mittag und Abend innerhalb der Wochentage erkennen. Am Wochenende verlagert sich die Morgenspitze in die Mittagszeit. Die generierten Zapfprofile besitzen eine Zeitschrittweite von 3 min und eine Dauer von einer Woche (168 Stunden). Sie werden in der Jahressimulation wochenweise wiederholt.

In der Überlagerung aller Gebäude ergibt sich eine deutliche Vergleichmäßigung der Zapfvorgänge, wie sie in Bild 4-13 dargestellt ist.

Die Zirkulationsvolumenströme \dot{V}_{Zirk} werden aus statistischen Auswertungen von Messdaten ermittelt [Huhn 08], [Wünsche 96]. Diese zeigen, dass \dot{V}_{Zirk} zu durchschnittlich 10 % des maximalen Zapfvolumenstromes angenommen werden kann. Die Schwankungen im Zapffall, die sich auf Grund der Druckunterschiede in realen Systemen ergeben, werden hier vernachlässigt und jeweils konstante Volumenströme (keine Nachabschaltung) vorausgesetzt. Im Ergebnis weist der Zirkulationswärmebedarf zwischen 55 % und 70 % des Gesamtwärmebedarfes der TWE auf. Der Durchschnitt aller simulierten Gebäude liegt bei einem Anteil von 65 %.

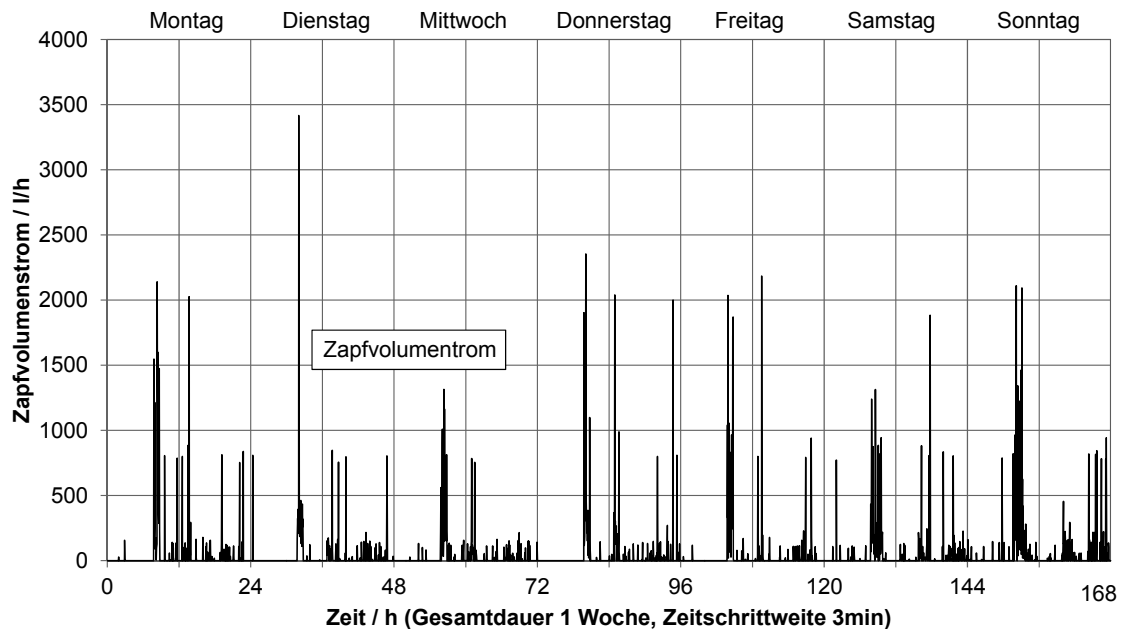


Bild 4-12 Zapfprofil eines Mehrfamilienhauses (12 WOE)

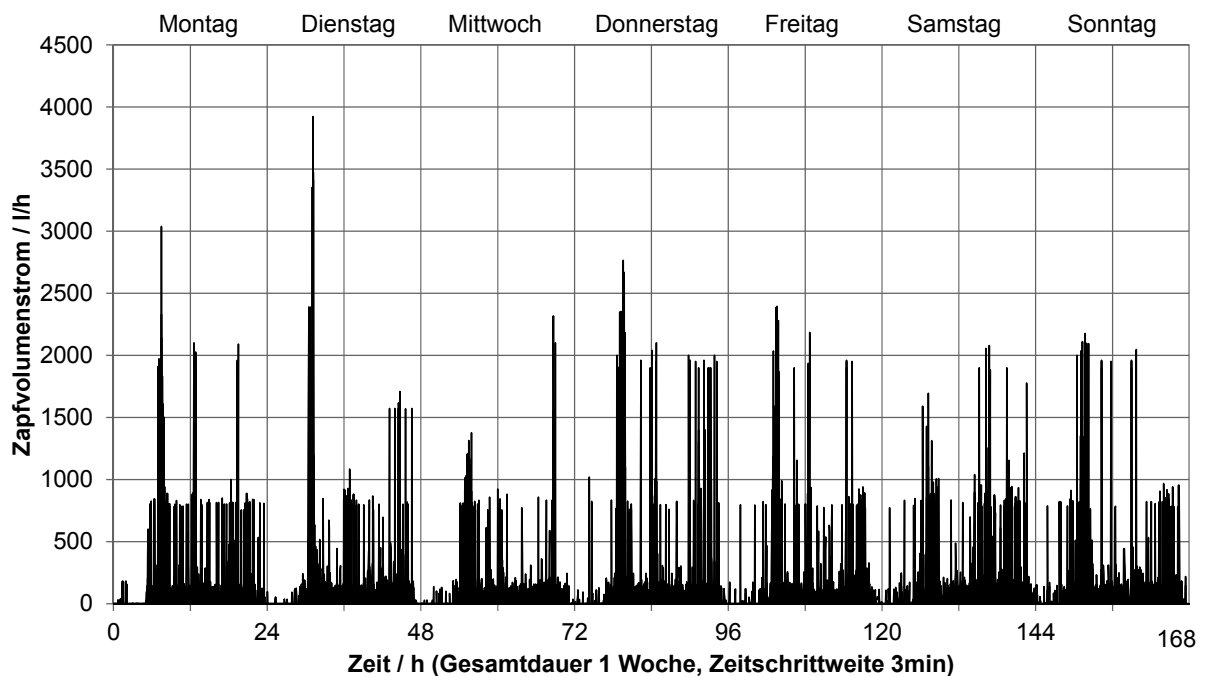


Bild 4-13 Zapfprofile aller simulierten Gebäude nach Abschnitt 4.5⁸

⁸ Die Überlagerung besitzt an dieser Stelle illustrativen Charakter, um die Gleichzeitigkeit der Zapfprofile zu verdeutlichen.

Im Jahresdurchschnitt ergeben sich nach für die Einfamilienhäuser Energiebedarfswerte von 7,5 kWh/(m²a) und für die Mehrfamilienhäuser von 11,3 kWh/(m²a).

Tabelle 4-6 flächenspezifischer Energiebedarf TWE (ohne Zirkulationsverluste)

Geb.Nr.:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
q _{TWE} in kWh/(m ² a)	9,6	9,8	6,8	7,1	7,3	7,3	12,2	11,1	11,1	10,2	10,2	13,1	13,2	10,2	10,6	9,9

4.5.3.2. Speicherladesystem

Die Trinkwarmwasserspeicher werden nach Tabelle 4-7 mit 300 l für das Einfamilienhaus und 500 l für das Mehrfamilienhaus mit 12 WOE verhältnismäßig groß dimensioniert, um eine möglichst geringe Netzbelastung durch wenige Ladeintervalle zu erreichen. Dies soll dazu beitragen, die Wärmeverluste im LowEx-Netz, im Besonderen in Schwachlastzeiten, zu senken.

Die Anschlussleistung der TWE wurde dabei auf eine Nennleistung von 30 kW festgelegt. Für die EFH mit einem 300 l Speicher wäre dies unter heute üblichen Versorgungsbedingungen ein relativ hoher Wert. Die üblichen Auslegungstemperaturen von $t_{TWE,p,VL,N} / t_{TWE,p,RL,N} = 70 / 40$ °C müssen infolge der hier angestellten Niedertemperaturbetrachtungen auf $t_{TWE,p,VL,N} / t_{TWE,p,RL,N} = 60 / 40$ °C reduziert werden (entspricht $t_{FW,VL} = 65$ °C Sommerfall, Konventionelle Fahrweise 80-65 abzgl. Netzwärmeverluste). Infolge dessen wird auch die Anschlussleistung um den Faktor 1/3 erhöht. Anstatt der typischen Nennleistung für 300 l Speicher von $\dot{Q}_{TWE} = 20$ kW, wird deshalb $\dot{Q}_{TWE} = 30$ kW verwendet.

Tabelle 4-7 Herstellerangaben der Speicherladesysteme

	1 WOE	12 WOE
Auslegungstemperatur primär (netzseitig)	70/40 °C	70/40 °C
Auslegungstemperatur sekundär (kundenseitig)	60/10 °C	60/10 °C
Wärmeübertragertyp	Platten-WÜ	Platten-WÜ
Warmwassertemperatur	60 °C	60 °C
Zirkulationstemperatur	55 °C	55 °C
Frischwassertemperatur	10 °C	10 °C
Speichervolumen	300 l	500 l
Ladeleistung	30 kW	30 kW
Umgebungstemperatur	25 °C	25 °C
Wärmedurchgangskoeff. Dämmung	0,015 W/(mK)	0,015 W/(mK)
Wärmeübergangskoeff. außen	5 W/(m ² K)	5 W/(m ² K)
Dämmdicke	0,01 m	0,01 m
N _L	1 ... 9,2	14,7

4.5.3.3. LowEx-Speicherladesystem

Die Einbindung der KWP in die HAST mit Wärmequelle Fernwärmenetz stellt auf Grund der hohen Fernwärmeparameter eine bislang neuartige, technische Herausforderung an die Systeme dar, ermöglicht aber sehr hohe Leistungszahlen. Es bedarf einer eingehenden Analyse der

technischen Realisierbarkeit der Wärmepumpen, um die Funktionsfähigkeit der LowEx-HAST gewährleisten zu können. Die Ergebnisse der Literaturrecherche marktverfügbarer Anlagen und die Erarbeitung von Auslegungsempfehlungen für die Hochtemperaturwärmepumpen werden ausführlich im Anhang, Abschnitt 9 dargestellt.

Die Marktrecherche konnte mit Ausnahme von zwei Prototypen keine installierte Anlage für die im Fernwärmesystem stehenden Anforderungen aufzeigen. Eine Neuentwicklung des Herstellers Ecoon für einen ähnlichen Einsatzfall wird mit dem Kältemittel R134a betrieben, das aber für den zu untersuchenden Temperaturbereich nicht mehr zulässig ist. Im Hinblick auf die Anwendung im Fernwärmenetz gestaltet sich demnach vor allem die Wärmequelltemperatur problematisch. In einem Vergleich verschiedener Kältemittel stellen sich niedrig siedende Stoffe, mit denen keine konstruktiven Änderungen an den Komponenten der Wärmepumpe vorgenommen werden müssen, als eine mögliche Lösung heraus. Vor allem das Kältemittel R227ea ist nach Einschätzung des Autors gut geeignet, um die Anforderungen der Hochtemperaturwärmepumpe zu erfüllen. Für den hier relevanten Kleinleistungsbereich ist es aus praktischer und wirtschaftlicher Sicht am sinnvollsten, einen einstufigen Kreislauf zu konzipieren, selbst wenn dabei geringe Verluste gegenüber mehrstufigen Prozessen zu akzeptieren sind. Die Wärmepumpen für die LowEx-Speicherladesysteme werden auf Basis der Recherchen folgendermaßen konfiguriert:

- Kältemittel R227ea
- einstufiger Prozesskreislauf
- Scrollverdichter
- Heizleistung: 8 kW⁹

Die ausführliche Beschreibung der Auslegung der KWP für das LowEx-Speicherladesystem ist im Anhang, Abschnitt C nachzulesen. Ausgewählte Auslegungsparameter werden in Tabelle 4-8 aufgeführt. Der Vorwärmer wird den Spezifikationen des Speicherladesystems entsprechend ausgelegt (Tabelle 4-7), da er in der Lage sein muss, bei ausreichend hohen Netztemperaturen die Speicherbeladung auch ohne Wärmepumpe zu realisieren.

Tabelle 4-8 Randbedingungen der Wärmepumpenauslegung
(Reihenschaltung von Vorwärmer und Kondensator/Verdampfer, Bild 3-20)

<i>Verdampfer</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	40 ¹⁰ / 35 °C
Leistung	7 kW
Massestrom	0,33 kg/s
<i>Kondensator</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	57 / 62 °C
Leistung	8 kW
Massestrom	0,38 kg/s
<i>Grädigkeiten $\Delta T_{WÜ}$</i>	1,5 K

4.5.3.4. Durchflusssystem

Für die Simulation des Durchflusssystems wird eine Soll-Warmwassertemperatur von $t_{WW} = 45$ °C gewählt. Zur Vergleichbarkeit gegenüber dem Speicherladesystem wird dieselbe Zapfleistung \dot{Q}_{WW} verwendet. Der Warmwassermassestrom \dot{m}_{WW} wird entsprechend der niedrigeren

⁹ Die Wärmepumpe realisiert nur die Nacherhitzung der TWE, nach der direkten Wärmeübertragung mit dem Vorwärmer (siehe Bild 3-20)

¹⁰ Entspricht der fernwärmeseitigen Austrittstemperatur aus dem Vorwärmer

Warmwassertemperaturen umgerechnet. Weitere Randbedingungen der TWE im Durchflusssystem sind in Tabelle 4-9 aufgeführt.

Tabelle 4-9 Kenngrößen des Durchflusssystems

Bezeichnung	
Auslegungstemperatur (kundenseitig)	50/10 °C
Auslegungstemperatur (netzseitig)	55/25 °C
Wärmeübertragertyp	Platten-WÜ
Warmwassertemperatur	45 °C
Frischwassertemperatur	10 °C
Zirkulationsmassesstrom (fernwärmeseitig)	0.001 kg/(s·WOE)
Wärmeverluste bezogen auf Q_{WW}	5 %

Elektrische Nacherwärmung

Alle SL und DF besitzen einen elektrisch betriebenen Heizstab, der dann in Betrieb geht, wenn die Speichereintrittstemperatur (bei DF die Warmwassertemperatur) $t_{TWE,VL}$ kleiner ist, als die Soll-Warmwassertemperatur t_{WW} . Der Heizstab besitzt einen Wirkungsgrad von 100 %.

4.6 Konfiguration der zentralen Energiebereitstellungsanlagen

4.6.1 Blockheizkraftwerk

Um für KWK-Anlagen Laufzeiten mit mehr als 4000 Volllaststunden pro Jahr zu erreichen, was der Untergrenze der Wirtschaftlichkeit entspricht, wird in /ASUE 10/ ein Koppelfaktor von etwa 0,2 vorgeschlagen, d. h. die Nennleistung der BHKW Module sollte mindestens 20 % der Anschlussleistung betragen. Die Anlagen werden damit als Grundlastanlagen ausgeführt.

Für reale Anlagen spielen zwei Faktoren eine wesentliche Rolle für die optimale Leistungsaufteilung – die Wirtschaftlichkeit und ein Mindestanteil an KWK in der Jahresbilanz. Da hier keine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der Erzeuger durchgeführt wird, muss das zweite Kriterium die Minimalleistung bestimmen. Das EEWärmeG fordert einen Mindestanteil erneuerbarer Energien oder Wärme aus hocheffizienter KWK als Ersatzmaßnahme. Der Mindestanteil der Ersatzmaßnahme beträgt 70 % /EEWärmeG/. Die KWK-Anlagen sind folglich so zu dimensionieren, dass dieser Mindestanteil in der Jahresbilanz erreicht wird. Für das untersuchte Netz ergibt sich ein Koppelfaktor von etwa 0,35, was einer thermischen Nennleistung von 250 kW entspricht.

Die notwendige Leistungsanforderung wird auf zwei BHKW Module verteilt, da jede einzelne Anlage nach Herstellerangaben bis zu einem Teillastbereich von 32 % elektrisch / 45 % thermisch regelbar ist. Es handelt sich dabei um Gasmotoren mit einer thermischen Nennleistung von jeweils $\dot{Q}_{th,N} = 125$ kW und einer minimalen Leistung von $\dot{Q}_{th,min} = 56$ kW.

Für den mit Erdgas befeuerten Spitzenlastkessel wird eine Leistungsgröße von 600 kW gewählt, sodass der Nennlastbedarf des Netzes von 723 kW gedeckt werden kann und noch Leistungsreserve für den Fall des Ausfalls eines BHKW Moduls besteht.

Weitere Spezifikationen der Erzeugungsanlagen sind in Tabelle 4-10 dargestellt.

Tabelle 4-10 Konfiguration BHKW-HW-SP

Blockheizkraftwerk (BHKW)	
Brennstoff	Erdgas
Leistungsbereich elektrisch	20 ... 63,3 kW
Leistungsbereich thermisch	56,7 ... 125 kW
Wirkungsgradbereich elektrisch	0,23 ... 0,30
Wirkungsgradbereich thermisch	0,60 ... 0,66
Wirkungsgradbereich gesamt	0,89 ... 0,90
Heizwerk (HW)	
Brennstoff	Erdgas
Leistungsbereich thermisch	0 ... 600 kW
Thermischer Wirkungsgrad (Auslegung)	0,96
Gesamtwirkungsgrad (Auslegung)	0,96
Speicher	
Größe	15.000 l

4.6.2 Dampfturbine

In der Variante DT1 wird die Charakteristik einer Entnahme-Gegendruck-Dampfturbine mit einem Wirkungsgrad von etwa $\eta_{el,N} = 30\%$ im Nennlastfall angewendet. Die reine Gegendruckanlage erreicht hingegen im Nennlastfall $\eta_{el,N} = 19\%$. Für die Dimensionierung beider Dampfturbinen wurde ebenfalls der thermische Koppelfaktor von 0,35 verwendet. Die Kennwerte der DT1 und DT2 sind Tabelle 4-11 zu entnehmen.

Tabelle 4-11 Konfiguration DT-HW-SP

Dampfturbine 1 (DT1)	
Brennstoff	Erdgas
Leistungsbereich elektrisch	25 ... 72 kW
Leistungsbereich thermisch	50 ... 250 kW
Wirkungsgradbereich elektrisch	0,26 ... 0,30
Wirkungsgradbereich thermisch	0,60 ... 0,64
Wirkungsgradbereich gesamt	0,9
Dampfturbine 2 (DT2)	
Brennstoff	Erdgas
Leistungsbereich elektrisch	6 ... 54 kW
Leistungsbereich thermisch	63 ... 250 kW
Wirkungsgradbereich elektrisch	0,09 ... 0,19
Wirkungsgradbereich thermisch	0,69 ... 0,79
Wirkungsgradbereich gesamt	0,88

Heizwerk (HW)	
Brennstoff	Erdgas
Leistungsbereich (thermisch)	0 ... 600 kW
Thermischer Wirkungsgrad (Auslegung)	0,96
Gesamtwirkungsgrad (Auslegung)	0,96
Speicher	
Größe	15.000 l

Die Koeffizienten des Kennlinienmodells der DT1 sind /MDH 10a/ zu entnehmen.

Für DT2 betragen die Koeffizienten k_1 bis k_6 nach Gl. 3-3:

k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	R
0,11903	0,18422	-0,00217	0,00009	-0,00111	0,97388	99,2 %

4.6.3 Solarthermieranlagen

Die Kollektorfläche A_{Koll} wird iterativ so angepasst, dass schrittweise bis zu 10 % Solarertrag (bezogen auf Gesamtwärme $\dot{Q}_{H,E}$) in das Fernwärmenetz eingespeist werden. Der Speicher wird als Wochenspeicher für die ertragreichste Woche im Jahr ausgelegt und demgemäß an die Kollektorfläche angepasst.

Der Primärenergiebedarf der solaren Wärmeerzeugung wird nach DIN V 18599-1 mit $f_{P,reg} = 0,0$ bewertet. Der Hilfsenergiebedarf wird zu 2 % der eingespeisten Wärme angenommen.

Die Auslegung der HKW wird nicht geändert, da diese als Grundlastanlagen ausgeführt werden.

Es werden Flachkollektoren mit den in

Tabelle 4-12 aufgeführten Parametern verwendet.

Tabelle 4-12 Parameter der Flachkollektoren

Bezeichnung	Formel	Einheit	Wert
Konversionsfaktor	η_0		0.7540
einfacher Verlustkoeffizient	k_1	W/(m ² K)	3.5760
quadratischer Verlustkoeffizient	k_2	W/(m ² K ²)	0.0096
Neigungswinkel Aufständigung	n	°	31.07
Azimutwinkel	a	°	20.28
Hilfsenergie	$W_{H,ST}$	kWh	0,02 * \dot{Q}_{ST}

4.7 Konfiguration der dezentralen Energiebereitstellungsanlagen

4.7.1 Netzstruktur der Abwärmeeinspeisung

Im Netzplan nach Bild 4-14 ist das zu klimatisierende Gebäude (Kältelast nachfolgend in Abschnitt 4.7.2) blau markiert dargestellt.

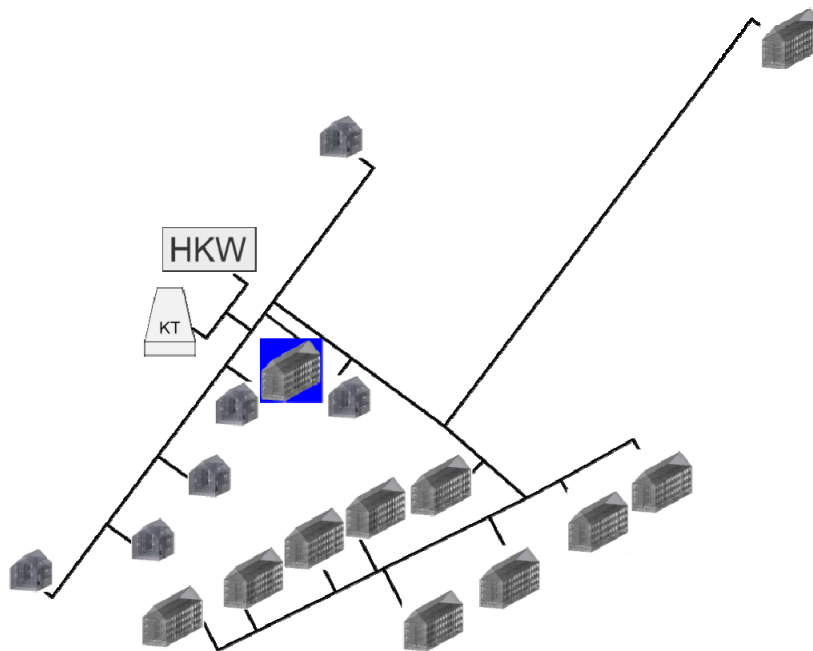
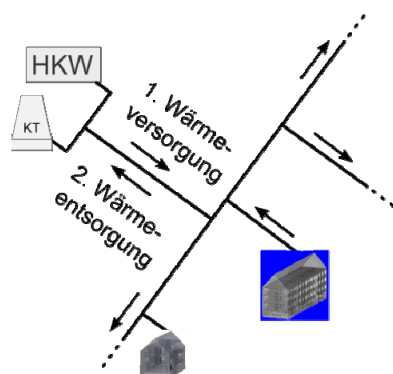


Bild 4-14 Schema Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz

Die Abwärme kann theoretisch entweder in den Netzvorlauf oder den Netzzücklauf eingespeist werden. Die Wärmeeinspeisung in den Netzzücklauf hat den Vorteil, dass die Kälteanlagen bei besseren Leistungszahlen arbeiten als bei Einspeisung in den Vorlauf auf höherer Temperatur und dass weniger Pumparbeit für die dezentrale Wärmeeinspeisung aufgewendet werden muss (geringere Druckdifferenz). Allerdings ist dies nur sinnvoll, wenn die Energiebereitstellungsanlagen von der Anhebung der Rücklauftemperatur nicht negativ beeinflusst werden und nur möglich, wenn ausreichend Massestrom zur dezentralen Einspeisung zur Verfügung steht. Allein aus diesem Aspekt heraus, wird die Rücklaufeinspeisung nur in größeren Netzen realisierbar sein, in denen auch im sommerlichen Schwachlastfall ausreichend Heizlast vorhanden ist. Dieser Fall wurde ebenfalls untersucht und die Ergebnisse in Abschnitt 6.5 präsentiert.

Bei Vorlaufeinspeisung sind wiederum keine erhöhten Wärmeverluste oder ggf. negativen Auswirkungen auf die zentrale Erzeugereffizienz durch steigende Netztemperatur (Rücklaufanhebung) zu erwarten.



Bei Verwendung des Netzvorlaufes ist die dezentrale Wärmeeinspeisung dann vom -Bedarf entkoppelt, wenn entweder ausreichend thermische Speichermöglichkeit (des Netzes selbst oder Pufferspeicher) besteht oder nach Bild 4-15 eine zentrale Rückkühlmöglichkeit bereitgehalten wird. In vorliegender Arbeit wird als bilanzschließende Anlage ein Feuchtkühlturm eingesetzt, der im Gegensatz zu einem Pufferspeicher die energetisch ungünstigere Variante darstellt (keine Wiederverwendung des Wärmeüberschusses). Die im Bild gezeigten Pfeile deuten die Richtung des Enthalpiestromes im Netzvorlauf an.

Bild 4-15 Schema und Enthalpieflussrichtung (Vorlauf) der Wärmever- und Wärmeentsorgung

Wird dezentral mehr Wärme eingespeist, als Bedarf besteht, wird das FW-Netz im ersten Schritt langsam aufgeheizt, d. h. die Rücklauftemperatur nähert sich der Vorlauftemperatur. Das Netz dient dabei als Wärmespeicher. Je weiter der dezentrale Einspeiser von der bilanzschließenden

Anlage (hier das Rückkühlwerk) entfernt positioniert ist, desto mehr Wärme kann im Netz gespeichert werden. Als Regelziel des zentralen Rückkühlwerkes, schematisch dargestellt in Bild 4-16, wird hier das Verhindern einer Netzüberhitzung definiert. Das Rückkühlwerk geht dann in Betrieb, wenn die Netzzurücklauftemperatur die Soll-Vorlauftemperatur überschreitet und kühlt den Netzzurücklauf entsprechend der Fahrkurve ab. Bild 4-16 deutet die Massestromverteilung und Flussrichtung in den beiden Fällen der Wärmeversorgung und Wärmeentsorgung an, Bild 4-17 und Bild 4-18 zeigen schematisch die entsprechende Druckverteilung im Netz.

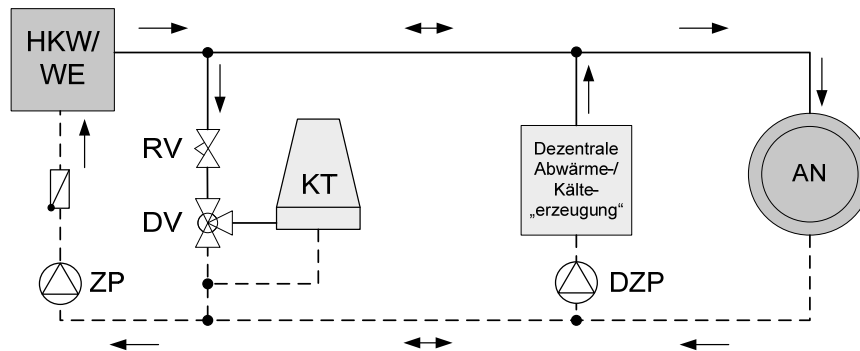


Bild 4-16 Schema und Massestromverteilung der Wärmever- und Wärmeentsorgung

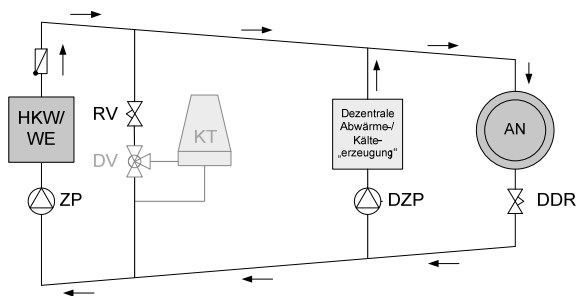


Bild 4-17 Druckverlaufsdigramm $p=f(L)$: Wärmeversorgung

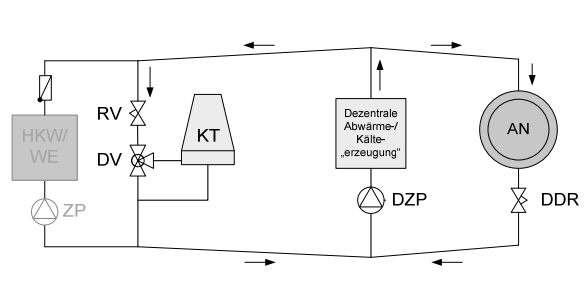


Bild 4-18 Druckverlaufsdigramm $p=f(L)$: Netzspeicherung/ Wärmeentsorgung

Es sind drei Betriebsfälle zu unterscheiden:

Wärmebedarf > Dezentrale Wärmeeinspeisung (Bild 4-17)

Die zentralen Energiebereitstellungsanlagen HKW/WE sind in Betrieb; die Differenzdruckhaltung wird über die zentrale Pumpe ZP realisiert; Regelventil RV ist geschlossen und verhindert eine Durchströmung des Bypasses; Rückkühler KT ist deaktiviert; dezentrale Einspeisepumpe DZP passt sich dem lokal gegebenen Differenzdruck an

Wärmebedarf < Dezentrale Wärmeeinspeisung; thermische Netzspeicherung (Bild 4-18)

Die zentralen Energiebereitstellungsanlagen HKW/WE sind deaktiviert; die zentrale Pumpe ZP ist deaktiviert; Regelventil RV ist geöffnet und speist das heiße Vorlaufwasser in den Netzzurücklauf (thermische Netzspeicherung); Rückkühler KT ist deaktiviert; Dreiwegeventil DV ist auf Durchgang geschaltet; die dezentrale Einspeisepumpe DZP übernimmt die Differenzdruckhaltung des Netzes

Wärmebedarf < Dezentrale Wärmeeinspeisung; zentrale Rückkühlung (Bild 4-18)

Die zentralen Energiebereitstellungsanlagen HKW/WE sind deaktiviert; die zentrale Pumpe ZP ist deaktiviert; Regelventil RV ist geöffnet; Rückkühler KT ist aktiviert; Dreiwegeventil DV leitet den überhitzten Netzzurücklauf über den Rückkühler KT

(Zieltemperatur: Netzvorlauf $t_{FW,VL,soll}$); die dezentrale Einspeisepumpe DZP realisiert die Differenzdruckhaltung des Netzes

In den Betriebsfällen 2 und 3 entsteht eine Massestromumkehr zwischen dezentralem Einspeiser und bilanzschließender Anlage. Programmiertechnisch ist dies leicht darstellbar. Für die praktisch technische Umsetzung wären Lösungen, wie eine Bypassschaltung nach Bild 4-16 oder hydraulische Weichen denkbar. Die zentrale Pumpe ZP ist mit Rückschlagklappe gegen rückwärtige Überströmung zu schützen. Die Druckhaltung des Gesamtsystems ist so auszuführen, dass sie die Umschaltung der Einspeisestellen beherrschen kann. Die durch die Umkehr der Strömungsrichtung entstehenden hydraulischen Probleme, wie die Aufrechterhaltung eines stabilen Netzdruckes (besonders beim An- und Abfahren der Pumpen) oder die Auslegung von Stell- und Regelorganen sowie der dezentralen Einspeisepumpen DZP werden nicht näher betrachtet, da an dieser Stelle eine rein energetische Bilanzierung zur Potentialabschätzung erfolgen soll. Ohne konkrete technische Lösungen erarbeiten zu wollen, wird somit davon ausgegangen, dass die Druckhaltung des Fernwärmesystems den Umschaltvorgang zwischen den Einspeisern bewerkstelligen kann. Zeigt sich die Abwärmenutzung von KA energetisch günstig, wäre die konkrete technische Ausführung in weiterführenden Studien zu vertiefen.

4.7.2 Lastprofile des Kältebedarfes

Innerhalb von mit Fernwärme versorgten Wohngebieten, wie den betrachteten Beispielen, sind die wahrscheinlichsten Kunden für eine Kälteversorgung Bürogebäude oder Supermärkte. An dieser Stelle wird ein Bürogebäude mit einer Kälte-Nennleistung von $\dot{Q}_{KW} = 115 \text{ kW}$ genutzt, für das der Kältelastgang aus Gebäudesimulationen in /MDH 10c/ im Jahresverlauf vorliegt. Es wird für die zu untersuchenden Fernwärmenetze mit nur einem Gebäude mit Kältebedarf gerechnet, um die Auswirkungen der Abwärmeeinspeisung eindeutiger analysieren zu können. Im Sinne besserer Vergleichbarkeit wird dem Gebäude kein Heizwärmebedarf zugeordnet. Die Abwärme wird somit auch nicht vorerst zur internen Wärmeversorgung verwendet, sondern direkt über ein lokales Rückkühlwerk an die Umgebung abgeführt oder in das FW-Netz eingespeist. Der Kältebedarf wird zu 100 % von der Kälteanlage gedeckt, ohne dass freie Kühlung Berücksichtigung findet.

Aus Bild 4-19 soll die Grundidee der dezentralen Abwärmeeinspeisung abgeleitet werden. Es wird schematisch verdeutlicht, dass es besonders in den Übergangszeiten eine Überlagerung zwischen Kälte- und Wärmebedarf gibt und die anfallende Abwärme der Kälteversorgung sinnvoll für die Heizaufgabe verwendet werden kann.

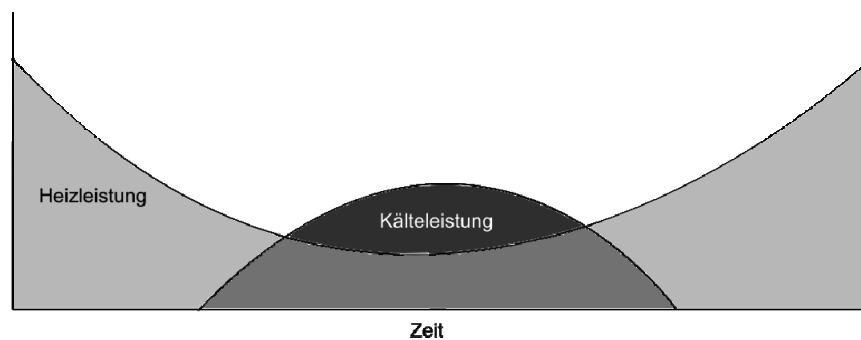


Bild 4-19 Jahresgang - Überlagerung von Heiz- und Kältelast (schematisch)

Das Kältelastprofil \dot{Q}_{KW} wird über eine externe Datei in das Simulationsmodell eingelesen. Die Zeitschrittweite beträgt 10 min, sodass die Werte für die Simulationsschrittweite von 3 min interpoliert werden müssen. Der Jahresverlauf des verwendeten Kältelastganges ist in Bild 4-20 über der Zeit dargestellt. Für alle Varianten der Kälteversorgung wird der gleiche Lastgang verwendet.

Nach Bild 4-20 ist bereits bei einer Außentemperatur von $t_A > -5 \text{ °C}$ auf Grund hoher innerer Lasten im Bürogebäude ein Kältebedarf vorhanden. Aber auch in der sommerlichen Schwachlastzeit kann die Abwärme zur Unterstützung der TWE verwendet werden. Mit

zunehmender Anzahl an Kältelasten ist eine zunehmende Gleichzeitigkeit zum Heizwärmebedarf zu erwarten. Die Nutzbarkeit der Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen würde damit steigen.

Um den Einfluss der Gleichzeitigkeit der Abwärmeeinspeisung gegenüber dem Heizwärmebedarf darzustellen, werden zwei Szenarien für den Kältebedarf verwendet. Das in Bild 4-20 dargestellte Lastprofil KSL entspricht einer typischen Klimatisierung ohne Grundlastanteil. Hierbei werden 1777 Laststunden im Jahr erreicht. Es wird als „Kälteerzeugung in Spitzenlast“ KSL bezeichnet. Das zweite Lastprofil entspricht KSL aber enthält einen konstanten Grundlastanteil von 10 % der Nenn-Kälteleistung, wie er z. B. durch Kühlung von Serverräumen entsteht. Dieses Szenario wird als „Kälteerzeugung mit Grundlastanteil“ KGL bezeichnet und zeichnet sich durch 8760 Betriebsstunden aus. Hierbei wird die minimale Kältegrundlast KGL, im Diagramm mit einer Strichlinie dargestellt, im gesamten Jahresverlauf nie unterschritten. Überschreitet die Lastkennlinie KSL diesen Minimalwert, nimmt KGL den Absolutbetrag von KSL an. Der Grundlastanteil von 10 % des Jahresmaxima bewirkt nach Bild 4-21 etwa eine Verdreifachung der Jahreskältearbeit.

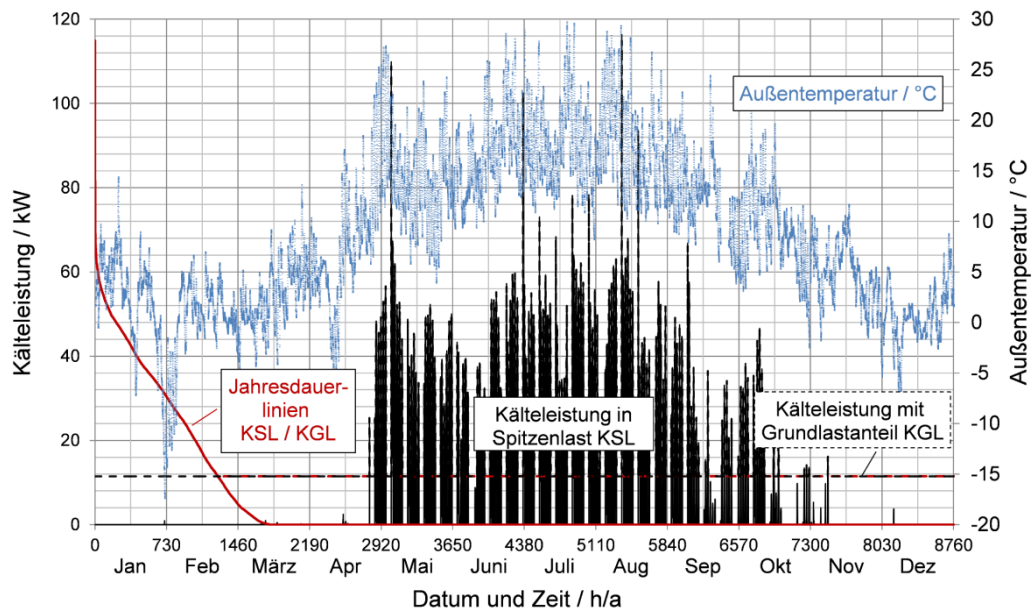


Bild 4-20 Jahreslastgang und Jahresdauerlinie Kälteleistung nach /MDH 10c/

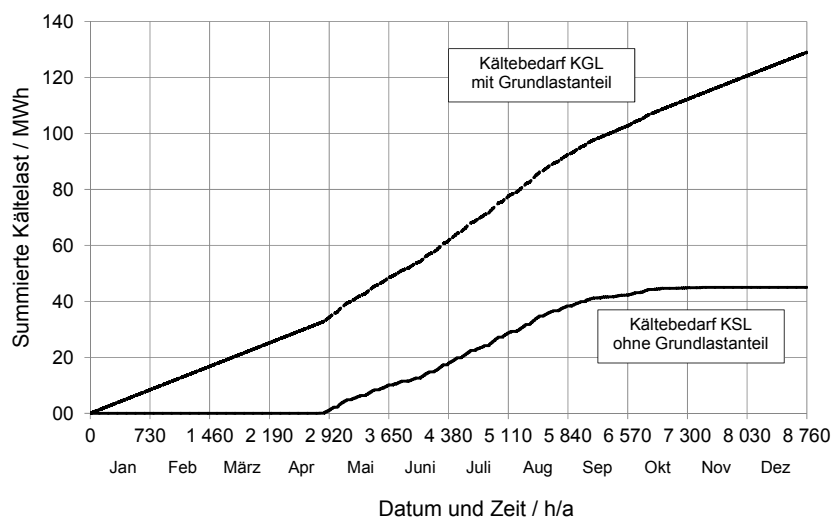


Bild 4-21 Summierter Kältebedarf KSL/KGL

4.7.3 KKM mit dezentralen Rückkühlwerk

Kaltwassertemperatur

Das Büroobjekt soll kaltwasserseitig mit Temperaturen von $t_{KW,VL} = 9\text{ °C}$ im Vorlauf bei einer Rücklauftemperatur von $t_{KW,RL} = 15\text{ °C}$ versorgt¹¹ werden.

Kaltwasserspeicher

Der Kaltwasserspeicher wird so dimensioniert, dass er zwei Funktionen erfüllt – die Abdeckung der Spitzenlasten, welche die Auslegungsleistung der KA überschreiten und den zeitlichen Ausgleich von Lastschwankungen, so dass die Anzahl an Ladezyklen verringert wird. In Bild 4-22 ist die Kältelast und das Ladeintervall des Tages mit dem höchsten Kältebedarf dargestellt, für welchen auch die Auslegung des Speichers und der KKM durchgeführt wurde.

Der Tag beginnt mit vollständig geladenem Speicher und um 4:00 Uhr setzt mit dem Kältebedarf eine erneute Speicherentladung ein. Die sehr frühzeitige Kältelast entsteht hier durch eine Vorkonditionierung des Bürogebäudes. Die Linie „Ladeintervall der KKM“ stellt die Beladung des Speichers durch die KKM dar. Der Ladevorgang beginnt bei Unterschreitung von 40 % der maximalen Speicherkapazität und endet, wenn der Speicher zu 100 % gefüllt ist. Da auch am hier dargestellten Tag mit dem größten Kältebedarf der Speicher nicht vollständig entleert wird (er erreicht seinen minimalen Füllstand um 16:00 Uhr), ist sichergestellt, dass die Speicherkapazität, Ladegrenzen und Leistungsgröße der Kälteanlage ausreichend dimensioniert sind.

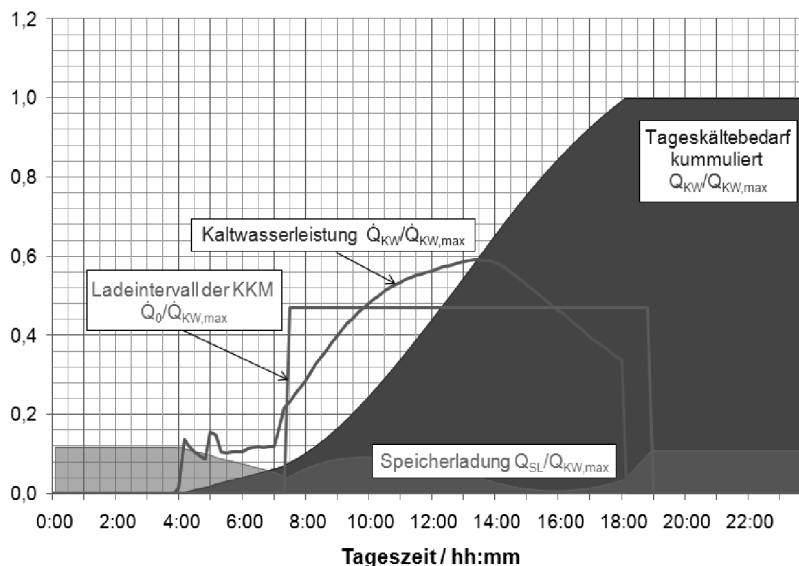


Bild 4-22 Auslegung des Kältespeichers

Die Maße des Kältespeichers sind entsprechend Herstellerangaben in Tabelle 4-13 aufgeführt.

Tabelle 4-13 Parameter des Kältespeichers

Inhalt	10.000 l
Durchmesser	2,2 m
Gesamthöhe	3,2 m

¹¹ Anmerkung: Es werden nicht die üblichen Kaltwassertemperaturen von 6/12 °C verwendet. Für die hier vereinfacht simulierte Klimatisierung eines Bürogebäudes werden die wenigen Jahresstunden, in denen eine Entfeuchtung notwendig wäre, vernachlässigt.

Kompressionskältemaschine

Nach der Dimensionierung des Speichers kann die weitere Auslegung der KKM erfolgen. Da die zu untersuchende Abwärmeeinspeisung in das FW-Netz und die damit verbundene Anhebung der Kondensationstemperatur den Auslegungsbereich üblicher KA überschreiten, müssen die verwendeten Anlagen neu konzipiert werden.

Um vergleichbare Parameter der verschiedenen Kälteerzeuger zu besitzen, werden die Anlagen ohne Netzeinspeisung für andere Temperaturen aber mit dem gleichen Kältemittel, Verdichtertyp und hydraulischem Aufbau/Regelungsstrategie ausgelegt. Mit der Kreislaufberechnung nach Abschnitt B werden anschließend Kennlinien für die KKM erstellt, die der Simulation zu Grunde gelegt werden. Eine ausführliche Modellbeschreibung der KKM befindet sich im Anhang, Abschnitt D. Ausgewählte Randbedingungen der Auslegung werden in Tabelle 4-14 aufgeführt.

Tabelle 4-14 Auslegungsparameter KKM-KT

<i>Verdampfer</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	15 / 9 °C
Leistung	55,65 kW
Massestrom	2,22 kg/s
<i>Kondensator</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	27 / 32 °C
Leistung	67,78 kW
Massestrom	3,25 kg/s
<i>Grädigkeiten der WÜ</i>	1,5 K

4.7.4 KKM mit Abwärmerückspeisung in das FW-Netz

Um eine maximale Arbeitszahl der Kälteanlage zu erreichen, wird die Vorlaufeinspeisung KKM-FW mit der LowEx-Fahrweise kombiniert (60-45 SLWP KKM-FW).

Demgegenüber soll jedoch auch die Frage diskutiert werden, ob es energetisch sinnvoll ist, die Abwärme in das Fernwärmenetz einzuspeisen, ohne die gesamte Netztemperatur zu senken und dadurch eine dezentrale Nacherwärmung (TWE) erforderlich zu machen. Die Abwärmeeinspeisung innerhalb der konventionellen Fahrweise wird als 80-65 SL KKM-FW bezeichnet. Anzumerken ist hier, dass die Kälteanlagen eine maximale Kondensatoraustrittstemperatur von 65 °C besitzen. Bestände seitens des Fernwärmenetzes eine höhere Temperaturanforderung $t_{FW,VL,soll}$, würde weiterhin mit $t_{K,VL,max} = 65$ °C eingespeist und „hinter“ der KKM eine gegenüber $t_{VL,FW,soll}$ etwas niedrigere Mischtemperatur erreicht. Diese rein theoretische Betrachtung berücksichtigt nicht, die Einhaltung von Lieferbedingungen nachgeschalteter Kunden. Für eine praktische Umsetzung müssten hier strenge Toleranzbereiche definiert werden. Das Beispiel soll hier jedoch lediglich zu einer energetischen Abschätzung der Abwärmeeinspeisung ohne dezentrale Nacherwärmung beitragen.

Kaltwasserspeicher und Kompressionskälteanlage

Es werden die gleichen Modelle für Speicher und Ladekreis und derselbe Kältelastgang verwendet, wie für KKM-KT. Das dezentrale Rückkühlwerk entfällt. Die Regelung und Auslegung der KKM-FW erfolgt unter Berücksichtigung der höheren Einspeisetemperaturen.

Alle vertiefenden Angaben zur Vorgehensweise bei der Auslegung der KKM und der Konfiguration der Simulationsmodelle werden im Anhang, Abschnitt D beschrieben. Ausgewählte Auslegungsparameter sind in Tabelle 4-15 aufgeführt.

Tabelle 4-15 Auslegungsparameter KKM-FW

<i>Verdampfer</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	15 / 9 °C
Leistung	57,7 kW
Massestrom	2,3 kg/s
<i>Kondensator</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	55 / 60 °C
Leistung	78,1 kW
Massestrom	3,74 kg/s
<i>Grädigkeiten der WÜ</i>	1,5 K

4.7.5 AbKM mit dezentralem Rückkühlwerk

Absorptionskälteanlage

Für die mit Hilfe des Kältelastganges und der Speicherauslegung (Tabelle 4-13) ermittelten Auslegungskälteleistung von 54 kW kann eine konkrete Anlage aus Herstellerkatalogen ausgewählt werden. Das Modell beruht auf dem in Deutschland am häufigsten zum Einsatz kommenden, einstufigen Absorber mit Lithiumbromid/ Wasser als Arbeitsmittel.

Die Auslegungsdaten der AbKM-KT sind in Tabelle 4-16, Spalte A aufgeführt. Zum einfacheren Vergleich sind an dieser Stelle auch die Daten der AbKM-FW in Spalte B eingefügt.

Tabelle 4-16 Konfiguration der AbKM-KT

Kälteleistung	kW	54
Wärmeverhältnis	ζ	0,83
Kaltwasser	Eintrittstemperatur / °C	15,0
	Austrittstemperatur / °C	9,0
	Volumenstrom / m ³ /h	7,7
Heizmedium: Fernwärme	Heizleistung / kW	65,1
	Eintrittstemperatur / °C	90
	Austrittstemperatur / °C	75
	Volumenstrom / m ³ /h	3,7
Kühlwasser	Rückkühlleistung / kW	119,1
	Eintrittstemperatur / °C	27
	Austrittstemperatur / °C	32
	Volumenstrom / m ³ /h	20,5
Elektrische Leistungsaufnahme / kW		3,4
Konzentration arme Lösung / kg/kg		0,462
Konzentration reiche Lösung / kg/kg		0,492
Grädigkeiten der Wärmeübertrager in K		2,5

Die AbKM werden in der Netzsimulation als Kennlinienmodelle abgebildet. Das Anlagenschema der einstufigen AbKM ist in Bild 4-23 aufgetragen und verdeutlicht den Prozess schematisch im p-T-Diagramm.

Die Regelung der Kälteanlage im Teillastzustand erfolgt durch Anpassung des Heizwassermassestromes am Desorber¹². Der dafür erforderliche Temperatursensor ist am Verdampferaustritt angebracht. Die Temperaturdifferenz am Desorber beträgt entsprechend den Herstellerangaben konstant 15 K.

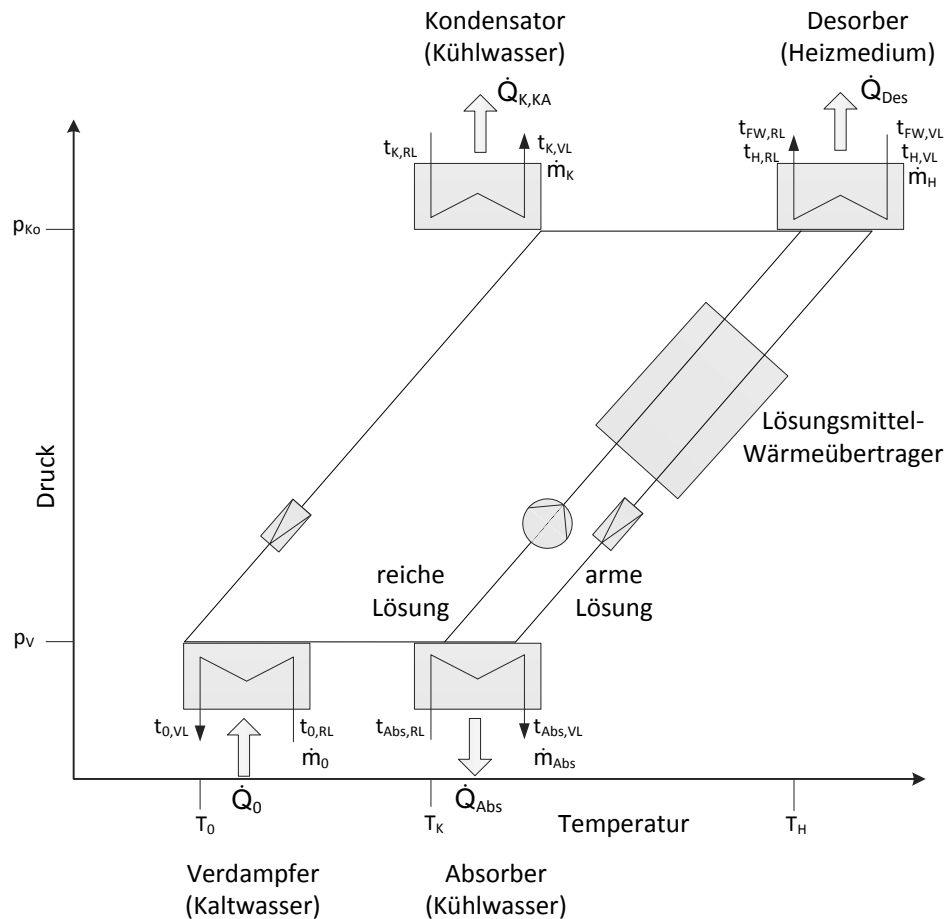


Bild 4-23 Schema AbKM (einstufig) im p-T-Diagramm

4.7.6 AbKM mit Abwärmerückspeisung in das FW-Netz

Zur Auslegung der AbKM für die Wärmeabfuhr in das LowEx-Netz werden die Parameter nach Tabelle 4-17 verwendet. Das neue Kennlinienmodell wird in Abhängigkeit der Kondensatoraustrittstemperatur, die der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes nachgeführt wird, erstellt.

$$\zeta = f(t_{K,VL}) \quad \text{mit } t_{FW,VL} = t_{K,VL}$$

$$\zeta = k_1 + k_2 \cdot t_{K,VL} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$k_1 = 0,9734 \quad k_2 = -0,0049$$

Die Temperatur des Heizdampfes (Desorber) beträgt dabei konstant 120 °C (Wärmezufuhr durch kondensierenden Wasserdampf). Das sich einstellende Wärmeverhältnis liegt im Auslegungspunkt

¹² AbKM-KT: Fernwärme, AbKM-FW: Heizdampf

4.7 Konfiguration der dezentralen Energiebereitstellungsanlagen

$t_{K,VL} = 45\text{ °C} / t_{0,VL} = 9\text{ °C}$ bei $\zeta = 0,75$ und sinkt auf $\zeta = 0,70$ bei $t_{K,VL,max} = 55\text{ °C}$ (siehe auch Bild 4-24). Es ist damit durchgängig etwas niedriger als im Kühlturbetrieb AbKM-KT.

Tabelle 4-17 Konfiguration der AbKM-FW

Kälteleistung	kW	54
Wärmeverhältnis	ζ	0,75
Kaltwasser	Eintrittstemperatur / °C	15,0
	Austrittstemperatur / °C	9,0
	Volumenstrom / m³/h	7,7
Heizmedium: Kondensierender Heizdampf	Heizleistung / kW	72,0
	Eintrittstemperatur / °C	120
	Austrittstemperatur / °C	120
	Volumenstrom / m³/h	211,6
Kühlwasser	Rückkühlleistung / kW	126,0
	Eintrittstemperatur / °C	40
	Austrittstemperatur / °C	45
	Volumenstrom / m³/h	22,0
Elektrische Leistungsaufnahme / kW		3,4
Konzentration arme Lösung / kg/kg		0,399
Konzentration reiche Lösung / kg/kg		0,422
Grädigkeiten der Wärmeübertrager in K		2,5

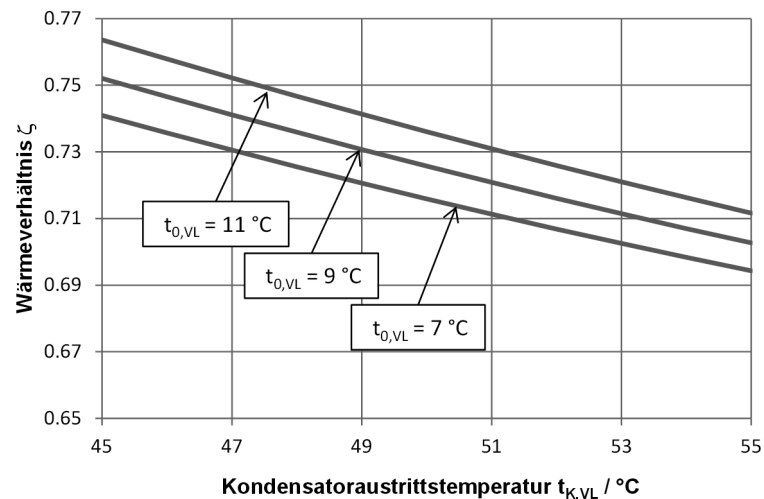


Bild 4-24 Wärmeverhältnis der AbKM-FW

In Analogie zur Vorgehensweise bei den KKM wird auch hier die Vorlaufeinspeisung der Abwärme in das LowEx-Netz untersucht. Als kritisch sind die hohen Kondensationstemperaturen zu betrachten, da sie den Prozess nahe an die Kristallisationsgrenze führen. Für den sommerlichen Einspeisefall bei $t_{K,VL} = t_{Abs,VL} = 45\text{ °C}$ und $t_{0,VL} = 9\text{ °C}$ sind nach Bild 4-25 (blaue Linien) noch keine Probleme zu erwarten. Als maximale Kondensatoraustrittstemperatur wird $t_{K,VL,max} = 55\text{ °C}$

4 LowEx-Fernwärmesystem: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter

(rote Linien) gesetzt, da die arme Lösung an dieser Stelle bereits eine Konzentration von $\xi_{aL} = 0,32$ erreicht und nahe am Kristallisationspunkt liegt.

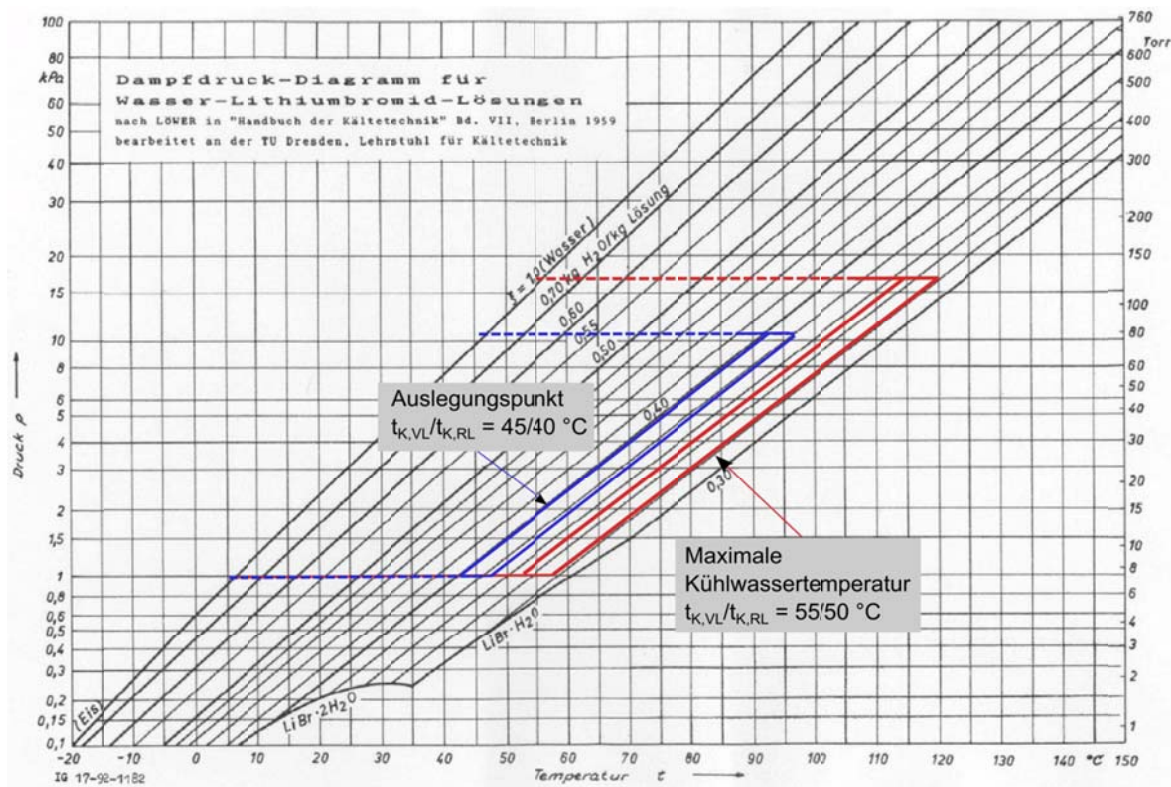


Bild 4-25 log(p)-t Diagramm LiBr-H₂O für AbKM-FW

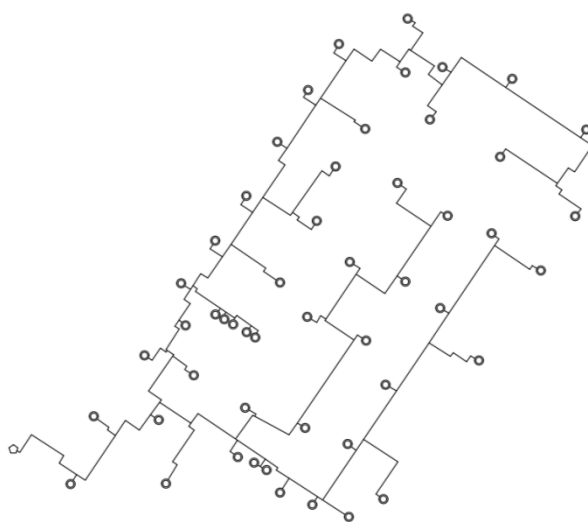
5. Bestandsnetz: Allgemeine Beschreibung und Simulationsparameter

Um die LowEx-Fahrweisen und entsprechende Abnehmertechnologien an realen Gegebenheiten testen zu können, wurde die Struktur eines Bestandsnetzes in *TRNSYS-TUD* importiert und an ausgewählte, in Kapitel 3 beschriebene Erzeuger und Abnehmermodelle gekoppelt (konkrete Modellannahmen siehe unten).

Es handelt sich um ein Sekundärnetz, welches eine Wohnsiedlung mit 51 Mehrfamilienhäusern mit je 6 bis 8 Wohneinheiten versorgt. Die Gebäude wurden nach dem Ersten Weltkrieg errichtet und in den 90'er Jahren unter Einhaltung des Denkmalschutz saniert. Die Wahl fiel auf dieses spezielle Netz, da sehr gute Kontakte zu dem örtlichen Planungsbüro bestehen und es dem Bearbeiter damit möglich war, Zugang zu den Hausanschlussstationen, allen notwendigen Auslegungsdaten und Auslesewerten der Wärmemengenzähler zu erhalten sowie eigene Messungen vorzunehmen. Eine schematische Übersicht des Sekundärnetzes zeigt Bild 5-1. Die Konfiguration der Simulationsmodelle, die ausführliche Auswertung der Messergebnisse und die daraus erstellten Lastverläufe sind dem Projektbericht /MDH 10b/ zu entnehmen. In dieser Arbeit werden nur ausgewählte, relevante Ergebnisse der Simulationsrechnungen vorgestellt (siehe Abschnitt 6.5).

Die wesentlichen Unterschiede zwischen der theoretischen Studie des (neu konzipierten) LowEx-Netzes nach Kapitel 4 und dem hier vorgestellten Bestandsnetz sind zum Einen die Netzgröße und zum Anderen der damit verbundene, unterbrechungsfreie Wärmebedarf. Das Bestandsnetz zeichnet sich durch ganzjährige Wärmeanforderung aus, wohingegen in der theoretischen Netzstudie (Kapitel 4) Schwachlastzeiten mit kurzfristiger Unterbrechung der Wärmeanforderung bestehen. Dies ist besonders für die Untersuchungen der dezentralen Wärmeeinspeisung, die hauptsächlich in Schwachlastzeiten stattfindet, von Relevanz und führt zu unterschiedlichen Empfehlungen der Versorgungsstrategie.

Ausgewählte Simulationsergebnisse des Bestandsnetzes werden aufgeführt, um wesentliche Unterschiede und Gemeinsamkeiten zu der theoretischen Netzstudie aufzuzeigen. Auf die komplette Darstellung der Randbedingungen und Simulationsmodelle wird an dieser Stelle jedoch verzichtet und auf die Beschreibung in /MDH 10b/ verwiesen.



Anschlussleistung	2,2 MW
Reale Fahrweise	gleitend: $t_{FW,VL} = 105-85 \text{ °C}$ $t_{FW,RL} = 40 \text{ °C}$
Trassenlänge	2,65 km
Versorgungsradius	0,64 km
Rohrleitungen, Verlegeart	Überwiegend KMR, erdverlegt 60 %, kanalverlegt 40 %
Druckstufe	PN 16
Wärmeversorgung	Direkte Heizungsanschlüsse mit Speicherladesystem

Bild 5-1 Struktur und wichtige Eckdaten des Bestandsnetzes

Die Vorlauftemperatur an der Einspeisestelle wird als Fahrweise der Energiebereitstellung bezeichnet und in die in Bild 5-2 und Tabelle 5-1 dargestellten Fälle unterschieden. Die reale Auslegungs-Rücklauftemperatur entspricht in Anlehnung an die Messergebnisse den in Tabelle 5-1 angegebenen Werten (Reale Fahrweise).

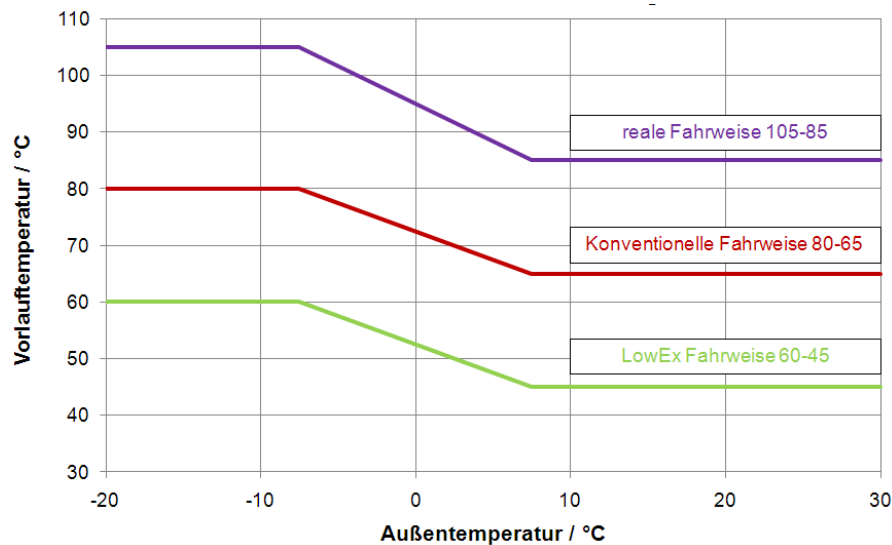


Bild 5-2 Vorlauftemperaturfahrkurven Bestandsnetz

Tabelle 5-1 Variantenschlüssel für die Simulation des Bestandsnetzes

Varianten-schlüssel	Fahrweise
105-85	Reale ¹³ Fahrweise $t_{FW,VL} = 105-85\text{ °C}$ $t_{FW,RL,N} = 40\text{ °C}$
80-65	Konventionelle Fahrweise $t_{FW,VL} = 80-65\text{ °C}$ $t_{FW,RL,N} = 40\text{ °C}$
60-45	LowEx Fahrweise $t_{FW,VL} = 60-45\text{ °C}$ $t_{FW,RL,N} = 30\text{ °C}$

Relevante Annahmen und Randbedingungen für die Simulationen:

- Obwohl es sich real um ein Sekundärnetz handelt und damit keine direkte Versorgung durch einen Wärmeerzeuger besteht, wird in den Simulationen das Modell der Dampfturbine DT1 nach Abschnitt 3.4.2 verwendet, um die Auswirkungen der Fahrweisen auf die Energiebereitstellungsanlagen abbilden zu können. Das Primärnetz wird in Realität von einem GuD-HKW versorgt.
- Lastprofile der Abnehmer für Heizung und TWE auf Basis von Messdaten und daraus generierten Typtagen /MDH 10b/
- Bestimmung der Heizrücklauftemperatur und Masseströme mit dem Ersatzschaltbild der Direkten Heizungsanlage (ohne Rücklaufbeimischung) nach Abschnitt 3.5.3 (entspricht der realen Anlagenstruktur)
- Vergleich der in Abschnitt 3.5.4 definierten Speicherladesysteme SL, LowEx-Speicherladesysteme SLWP und der Kälteerzeugung mit KKM und AbKM nach Abschnitt 3.6
- Es wird wiederum davon ausgegangen, dass Heizungssysteme und Fahrweise aufeinander abgestimmt sind und nur die TWE eine Nacherwärmung zum Legionellenschutz benötigt. Die Heizlasten und damit die Versorgungsaufgabe bleiben in allen Fahrweisen gleich.
- Die Bewertung der Fahrweisen erfolgt entsprechend den in Kapitel 2 genannten Kriterien.

¹³ „Real“ bezeichnet die dem realen Anlagenbetrieb auf Basis von Messdaten entnommene Vorlauftemperaturkurve

6. Untersuchungsergebnisse und Diskussion

6.1 Auswirkungen verschiedener Netztemperaturen im LowEx-Netz

6.1.1 Anmerkung zum Vergleich der Turbinen

Wie zu erwarten war, zeigt DT1 mit elektrischen Wirkungsgraden $\eta_{el,N} = 26 - 30 \%$ deutlich bessere Ergebnisse als DT2 mit $\eta_{el,N} = 9 - 19 \%$ hinsichtlich der in Kapitel 2 formulierten Bewertungskriterien¹⁴. Die tendenziellen Auswirkungen der verschiedenen Fahrweisen und der dezentralen Abwärmeeinspeisung auf die beiden Turbinen unterscheiden jedoch nur sehr wenig und es lassen sich die gleichen Aussagen aus deren Vergleich gegenüber den BHKW ableiten. Deshalb werden bis auf zwei Ausnahmen nur die Ergebnisse von DT1 dargestellt. Der Vergleich beider Dampfturbinen wird bei der Diskussion der Primärenergiefaktoren (Abschnitt 6.1.3) und der Verdrängung von KWK-Wärme (Abschnitt 6.4) beispielhaft aufgegriffen. Weitere Diagramme zur DT2 sind im Anhang, Bild 9-69 bis Bild 9-72 aufgeführt.

6.1.2 Einführende, energetische Betrachtungen

Einführend sollen allgemeine Kennwerte des Fernwärmesystems (Tabelle 6-1) und ausgewählte Ergebnisse der Abnehmersimulation (Bild 6-1 bis Bild 6-5) die Plausibilität der Annahmen und Modelle verdeutlichen und den Einfluss des Abnehmerverhaltens auf das Netz aufzeigen. Darauf aufbauend erfolgt die energetische Bilanzierung des FW-Systems.

Tabelle 6-1 Allgemeine Kennwerte des Fernwärmesystems (inklusive der Abnehmer)

	Einheit	Allgemeingültige Angaben		
Netz- oder Trassenlänge	m	1528		
beheizte Fläche der Gebäude (Wohnfläche)	m ²	11348		
Zahl der Hausübergabestationen		16		
Anschlusswert	kW	723		
Leistungsliniendichte (Trasse)	kW/m	0,5		
Fahrweise Art der TWE	Einheit	80-65 SL	70-55 DF	60-45 SLWP
jährliche Gesamtwärmeerzeugung $Q_{H,E}$	MWh/a	2041	1745	1949
jährlicher Wärmebezug (Hzg + TWE) Q_H	MWh/a	1835	1549	1808
jährlicher Endenergiebedarf TWE ¹⁵ $Q_{H,TWE}$	MWh/a	395	121	395
Absolute Verteilverluste $Q_{H,V}$	MWh/a	206	196	141
Energiekennwert Gebäude ¹⁶ (Hzg und TWE)	kWh/(m ² a)	162	137	159
Trassenbezogene Wärmeabnahmeliniendichte	kWh/(m·a)	1200	1014	1183
Wohnflächenbezogene Netzverluste	kWh/(m ² a)	18,2	17,3	12,4
Relative Verteilverluste des FW-Netzes	%	10,1	11,2	7,2
Anteil der TWE $\alpha_{TWE} = Q_{H,TWE}/Q_H$	%	21,5	7,8	21,8
Anteil der KWK an Gesamtwärmeerzeugung - BHKW / DT1	%	78 / 77	82 / 80	80 / 78
Volllaststunden der KWK - BHKW / DT1	h/a	6384 / 6286	5718 / 5610	6203 / 6106

¹⁴ Energetische und primärenergetische Bewertung sowie Vergleich gegenüber getrennter Erzeugung von Elektroenergie und Wärme

¹⁵ Inklusive Zirkulation

¹⁶ Bezogen auf beheizte Fläche (Wohnfläche)

Empfehlungen nach /Wolf 11/ für Wirtschaftlichkeit von Nahwärmenetzen im Neubau:

Wohnflächenbezogene Netzverluste

für energetisch modernisierte Bestandsbauten in kWh/(m²a): 10 ... 15

Verteilnetzverluste in kWh/(m·a): 150 ... 250

Wärmeleistungsliniendichte in MW/km (Trasse): 1,0 ... 1,5

trassenbezogene Wärmeabnahmeliniendichte in kWh/(m·a): > 1800

Den Simulationsergebnissen zu Folge lassen sich die Gebäude nach /Wolf 11/ in „Bestandsgebäude von 1977 bis 1994 (Energiekennwert Gebäude: 120 ... 180 kWh/(m²a))“ einordnen. Die Ergebnisse bestätigen damit die Praxistauglichkeit der Simulationsmodelle (Heizlastberechnung und TWE). Auch im Hinblick auf die Verteilverluste stimmt das simulierte Netz mit den Empfehlungen für wirtschaftliche Rahmenbedingungen überein. Der hohe Deckungsgrad der KWK-Anlagen und deren Vollaststunden, die nicht zuletzt durch den zentralen Pufferspeicher unterstützt werden, lassen ebenfalls auf wirtschaftlichen Betrieb schließen.

Differenzen ergeben sich bei der trassenbezogenen Leistungsliniendichte und der Wärmeabnahmeliniendichte. Um speziell den Netzausbau in Stadtgebieten mit niedriger Liniendichte zu unterstützen, wurde die Beschränkung von 1000 kWh/(m·a) bereits mit der Novellierung des KWKG 2006 aufgehoben und allein ein Mindestanteil an KWK von 60 % festgelegt. Das hier dargestellte Netz erfüllt somit alle Mindestanforderungen des KWKG und ist den allgemeinen Kennwerten zu Folge geeignet, um die LowEx-Betriebsweise von Fernwärmenetzen praxisgerecht darstellen zu können. Dass in künftigen LowEx-Netzen mit extrem niedrigen Netzliniendichten zu rechnen ist, zeigen auch die Messdaten eines in /MDH 10b/ untersuchten, solaren LowEx-Fernwärmesystems mit Netztemperaturen von $t_{FW,VL} / t_{FW,RL} = 60 / 30$ °C. Dieses weist im Jahr 2008 ebenfalls eine gemessene Wärmeabnahmeliniendichte von 1404 kWh/(m·a) und Leistungsliniendichte von 0,7 kW/m auf.

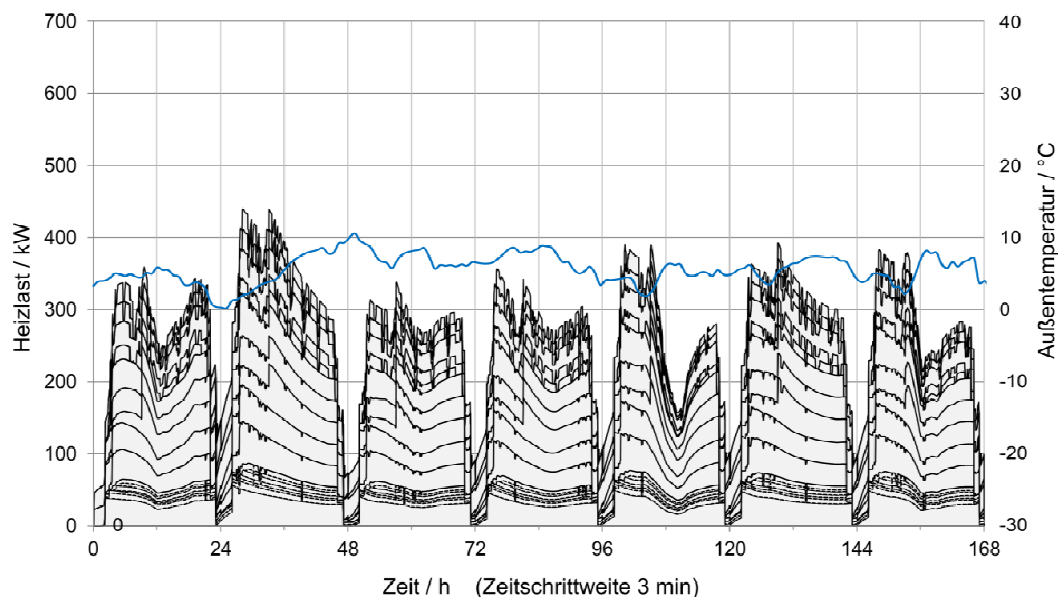


Bild 6-1 Summarische Überlagerung der sich aus der Gebäudesimulation ergebenden Heizlastprofile aller Gebäude (siehe Abschnitt 4.5) für den Zeitraum einer Woche (1. KW)

In Bild 6-1 wird der resultierende, summarische Heizlastgang des LowEx-Netzes (keine TWE) für den exemplarischen Zeitraum einer Woche in Stapelkurven jedes einzelnen Abnehmers aufgetragen.

Deutlich erkennbar sind die Auswirkungen der Nachtabenkung der Innenraumtemperatur um 3 K außerhalb der Nutzungszeiten, was der Nachtruhe der Einwohner entspricht, in der typischerweise Heizkörper gedrosselt werden. Im Diagramm bewirkt dies ein starkes Absinken der Heizlast. Die Nachtabenkung erfolgt für jeden Abnehmer im Zeitraum zwischen etwa 22:00 Uhr und 4:00 Uhr mit einer Varianz von maximal +/- 2 Stunden.

Im morgendlichen Aufheizvorgang entstehen folglich Lastspitzen. Die Heizlasten erreichen auf Grund der solaren Gewinne und geringen Nutzung (Absenkung der Luftwechselrate) ihre Minima in der Mittagszeit. Ausnahmen bilden hier Tag 2 und Tag 6 auf Grund sehr niedriger solarer Einstrahlung. Gegen Abend erreichen die Heizlastgänge in der Regel erneut ein Maximum, was auf die hohe Nutzung, abgebildet über Luftwechselrate, und das Absinken der Außentemperatur zurückzuführen ist. Die mehrmaligen Einbrüche der Heizleistung im Tagesverlauf stellen sich immer dann ein, wenn der Sollwert der Rauminnentemperatur überschritten wird und die Heizungsanlage kurzzeitig die Wärmelieferung unterbricht oder wenn die Vorrangschaltung der TWE den verfügbaren Heizmassestrom reduziert.

Die Jahresganglinie der Heizlast nach Bild 6-2 zeigt die jahreszeitlich bedingten, typischen Voll- und Schwachlastzeiten. Die Gebäudeheizlast (keine TWE) erreicht in dem simulierten Netz bei einer minimalen Außentemperatur von -17 °C den maximalen Bedarfswert von 585 kW.

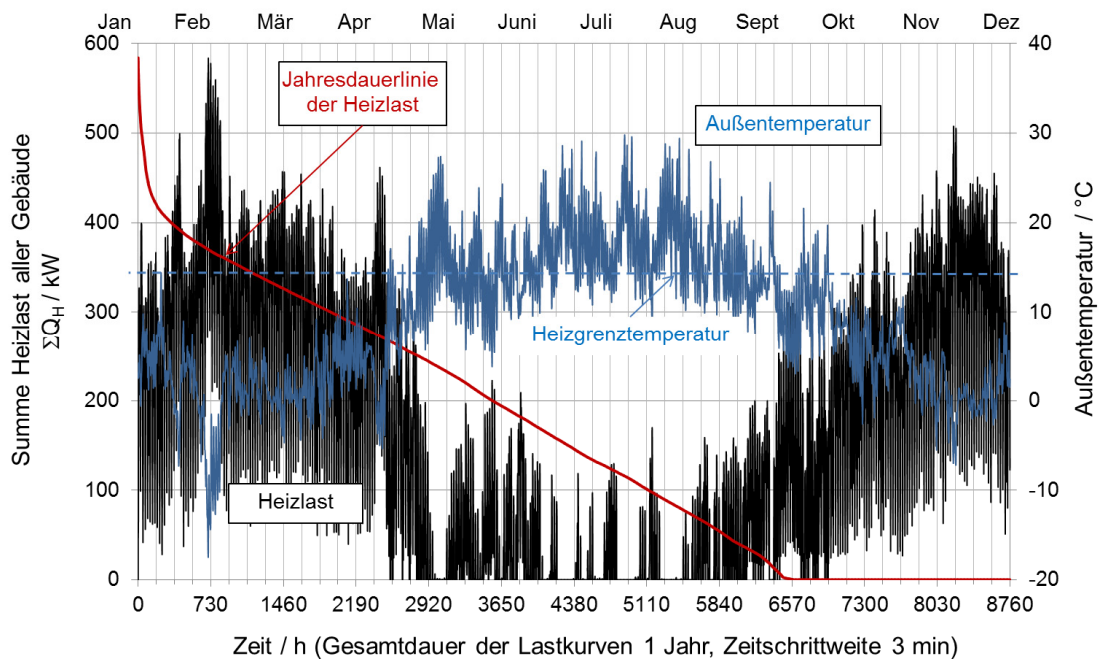


Bild 6-2 Summenheizlast aller Abnehmer (keine TWE) im Jahresverlauf

Die auffällig wenigen heizfreien Tage entstehen durch die Nutzung des Testreferenzjahres als Wetterdatensatz, der statistisch mittlere Klimadaten benutzt und nur an wenigen Tagen im Jahr die hier gesetzte Heizgrenztemperatur von 15 °C gänztägig überschreitet.

An der geordneten Jahresdauerlinie (rot) wird deutlich, dass es sich bei der Darstellung nur um die Heizwärmeversorgung ohne TWE handelt. Ein Sockelbetrag ist hier nicht vorhanden. Mit 6550 Stunden im Jahr Betriebszeit wird zeitlich gesehen etwas weniger lang geheizt, als es nach dem Wetterdatensatz mit Angabe der Heizgrenztemperatur notwendig wäre (6677 Stunden entsprechend Abschnitt 4.2). Der Grund hierfür ist das Wärmespeichervermögen der Gebäude, das für 127 Jahresstunden, auch bei Unterschreiten der Heizgrenztemperatur noch ausreichend Wärme zur Verfügung stellt.

In den Simulationsergebnissen unterscheiden sich indirekte und direkte Heizungsanschlüsse hauptsächlich hinsichtlich der Rücklauftemperatur, was wiederum Änderungen im Gesamtmassestrom, Pumpstrombedarf und bei den Netzwärmeverlusten bewirkt. Zwischen den Vergleichsvarianten werden dennoch qualitativ ähnliche Ergebnisse mit beiden Anschlussarten erzielt. In den Betrachtungen des LowEx-Netzes werden deshalb nur die Konfiguration und die Berechnungsergebnisse der indirekten Anschlüsse vorgestellt, die den üblicheren Anwendungsfall repräsentieren. Das in Kapitel 5 skizzierte Bestandsnetz beinhaltet hingegen direkte Anschlüsse. Bild 6-3 zeigt die Temperaturverläufe der Heizungsanlage für ausgewählte Gebäude der Konventionellen Fahrweise über der Außentemperatur.

Aus den Diagrammen wird der Einfluss des Heizlastverhältnisses und der Vorlauftemperatur auf die Rücklauftemperatur der Heizungsanlage deutlich. Dargestellt sind die fernwärmeseitigen Verhältnisse, um die Auswirkungen auf das Fernwärmenetz zeigen zu können. Mit steigender Heizlast und steigender Vorlauftemperatur steigt auch die Rücklauftemperatur und erreicht am Nennlastpunkt von $t_A = -14\text{ °C}$ ihr Auslegungsniveau von hier $t_{H,RL,p} = 50\text{ °C}$. In den Einfamilienhäusern ist auf Grund der geringen Lastanforderung ein relativ hoher Temperaturverlust im Netze vorlauf von 2 K (AN 4) und 5 K (AN 5) zu erkennen. Bei den Mehrfamilienhäusern beträgt der Temperaturverlust weniger als 1 K.

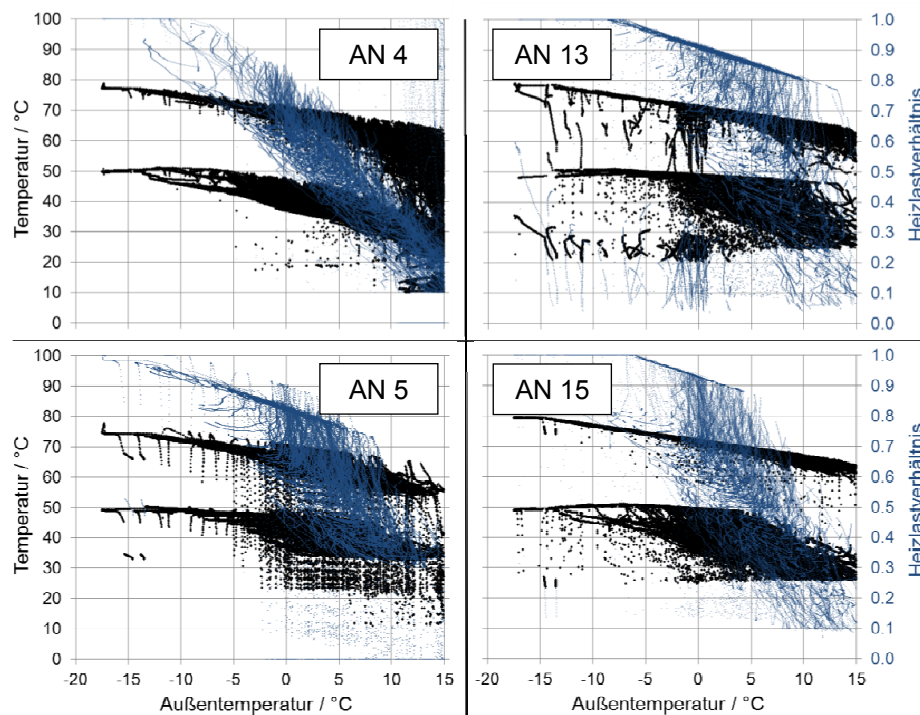


Bild 6-3 Fernwärmeseitiger Temperaturverlauf der Heizungsanlagen für ausgewählte Abnehmer und Konventionelle Fahrweise 80-65 über der Außentemperatur

Schwarze obere Punktwolke:	primär Vorlauftemperatur $t_{H,VL,p}$
Schwarze untere Punktwolke:	primär Rücklauftemperatur $t_{H,RL,p}$
Blaue Punktwolke:	Heizlastverhältnis φ

In den Mehrfamilienhäusern Abnehmer 13 und 15 besteht schon bei Temperaturen $t_A > -14\text{ °C}$ sehr häufig volle Lastanforderung an die Heizung mit $\varphi = 1$ (bei AN 15 bereits bei $t_A < -7\text{ °C}$). Nach Bild 6-4 fordert die Heizung bei jedem Aufheizvorgang mit $t_i < t_{i,soll}$ eine hohe Leistung zum (möglichst schnellen) Erreichen der Solltemperatur und bewirkt dadurch bereits an kalten Tagen nahe der Auslegungstemperatur $\varphi = 1$. Der maximal mögliche Massestrom ist hierbei durch den Nenn-Massestrom begrenzt. Aufheizvorgänge, beispielhaft dargestellt in Bild 6-4, entstehen nach der Nachtabenkung (z. B. Stunde 728), nach einer Heizunterbrechungen durch die Vorrangschaltung der TWE (z. B. Stunde 730, 733, 736) oder nach kurzzeitigem Überschreiten der Soll-Innentemperatur. Aus dem Diagramm (Bild 6-4) wird ersichtlich, dass die

Innenraumtemperatur während des Ladevorganges der TWE um etwa 1 K absinkt ($t_A < 0^\circ\text{C}$). Wegen dieser Aufheiz- und Abkühlvorgänge der Gebäude als auch durch abgekühlte Rohrleitungen nach Schwachlastzeiten, entsteht die hohe Streubreite der Punktwolken in Bild 6-3. Auch die einzelnen Punkte mit $t_{H,RL,p} < 20^\circ\text{C}$ entstehen durch ausgekühlte Rohrleitungen im Anfahrvorgang. Die niedrigen Vor- und Rücklauftemperaturen treten deshalb besonders häufig in Nähe der Heizgrenze auf.

Weitere Temperaturverlaufdiagramme für die Niedertemperatur- und LowEx-Fahrweise sind im Anhang in Bild 9-67 und Bild 9-68 dargestellt. Weil die Heizlast in allen Fahrweisen die gleiche ist, wird dort auf die Abbildung des Heizlastverhältnisses zu Gunsten einer übersichtlicheren Darstellung verzichtet.

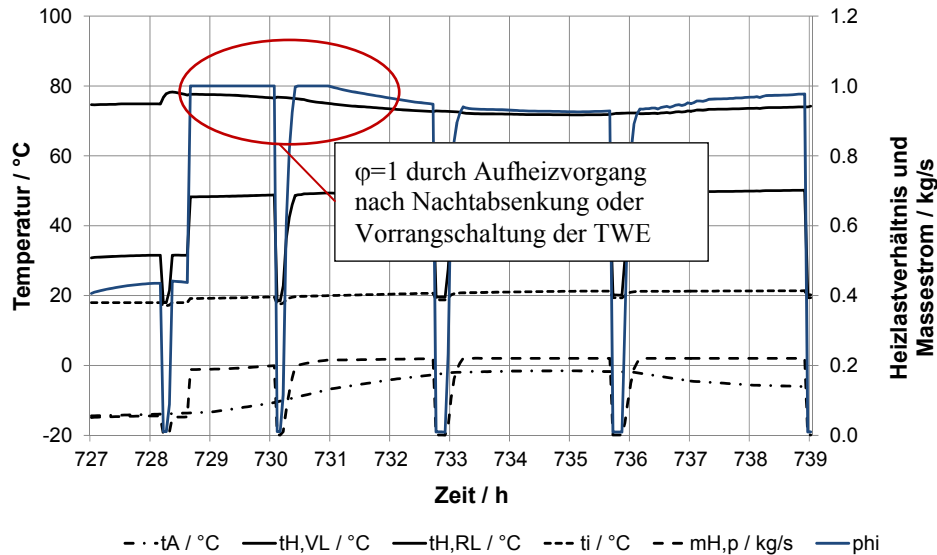
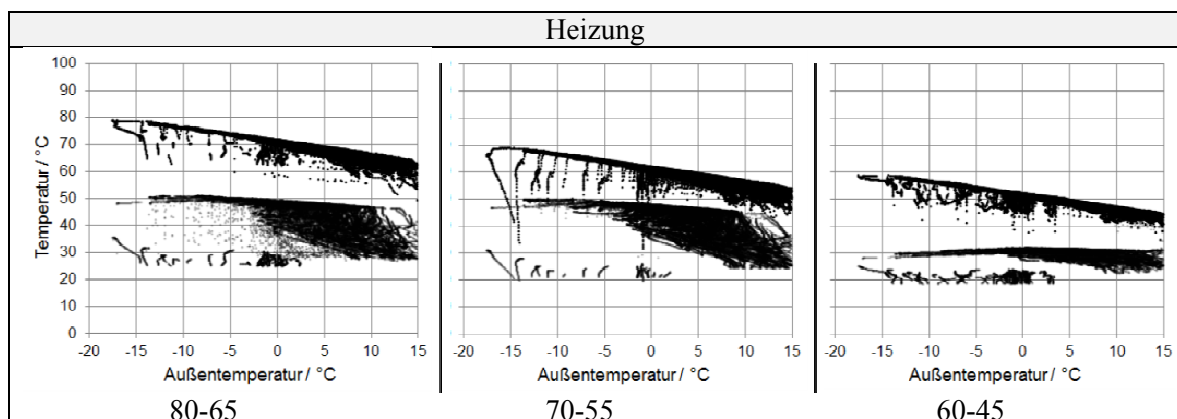


Bild 6-4 Temperatur- und Heizlastverlauf eines Mehrfamilienhauses nahe dem Nennlastfall

Eine weitere Darstellung der Temperaturverläufe am Abnehmer im direkten Vergleich der verschiedenen Fahrweisen ist Bild 6-5 zu entnehmen. Es werden erneut fernwärmeseitige Vor- und Rücklauftemperaturen als schwarze Punktwolken dargestellt. Alle Größen beziehen sich auf ein Mehrfamilienhauses mit 12 WOE. Mit Ausnahme der TWE mit Wohnungsanschlussstationen im Durchflusssystem DF, zeichnen sich alle Varianten durch annähernd gleichen Nutzenergiebedarf aus (Unterschiede entstehen beispielsweise bei den Speicherverlusten).



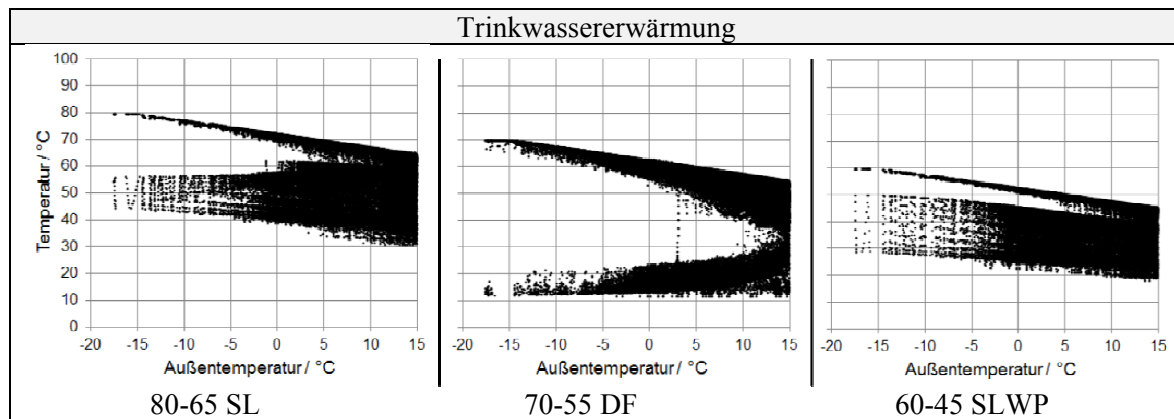


Bild 6-5 Fernwärmeseitiger Temperaturverlauf der Heizungsanlagen und Trinkwassererwärmung am Beispiel eines MFH mit 12 WOE
 Schwarze obere Punktwolke: primär Vorlauftemperatur $t_{FW,TWE,VL}$
 Schwarze untere Punktwolke: primär Rücklauftemperatur $t_{FW,TWE,RL}$

Eine Betrachtung der oberen Heizungs-Diagramme zeigt die niedrigsten Rücklauftemperaturen bei der Flächenheizung in LowEx-Fahrweise. Diese bewegen sich nahe dem Auslegungswert von $t_{H,RL} = 30\text{ °C}$. Bei steigenden Außentemperaturen sinkt auch die Heizlast und entsprechend der Heizungs massestrom. Der Rücklauf kann besser ausgekühlt werden. Bei allen Varianten ist deshalb eine Korrelation zwischen sinkender Rücklauftemperatur und steigenden Außentemperaturen zu beobachten. Im Grenzfall tendieren die Heizungs rücklauftemperatur und demgemäß auch die fernwärmeseitige Rücklauftemperatur gegen die Raumtemperatur.

Deutliche Temperaturunterschiede treten zwischen den verschiedenen Arten der Trinkwassererwärmung auf. Das Speicherladesystem 80-65 SL zeigt die in Fernwärmenetzen bekannten Rücklauftemperaturen zwischen 40 °C und 60 °C , je nach Ladezustand des Speichers (zur Darstellung der Ladeintervalle siehe Anhang, Bild 9-60 ff.). Mit 70-55 DF hingegen sind Rücklauftemperaturen bis annähernd Frischwassertemperatur (hier 10 °C) zuzüglich Grädigkeit der Wärmeübertrager erreichbar. Die Zirkulationsbrücke der WAST bewirkt einen geringen Anstieg der Netzzücklauftemperaturen um jahresdurchschnittlich 1% (bezogen auf Celsius Temperatur) gegenüber einer Simulation ohne Zirkulationsbrücke. In Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur und dem Speicherladezustand ergeben sich mit 60-45 SLWP Rücklauftemperaturen zwischen 20 °C und 50 °C . Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf liegt über den gesamten Außentemperaturbereich hinweg in einem annähernd konstant Band, weil der fernwärmeseitige Massestrom durch Vorwärmer und Verdampfer aus Gefrierschutzgründen konstant gehalten wird (näheres siehe Abschnitt 3.5.4.3).

Prinzipiell muss erwähnt werden, dass die in den HAST verwendeten Regler keine Regelabweichungen aufweisen und in den Wärmeübertragungsvorgängen keine Verschmutzungen berücksichtigt wurden. Die Simulationen zeigen deshalb geringere Rücklauftemperaturen als sie in realen Netzen auftreten.

Für den Referenzfall, die Konventionelle-Fahrweise 80-65 SL, entsteht in der Summe aus Heizung, TWE und Netzwärmeverlusten der in Bild 6-6 dargestellte Erzeuger-Lastverlauf.

Der Jahreswärmebedarf $Q_{H,E}$ beträgt 2041 MWh bei einer Höchstlast von 722 kW , was fast der Anschlussleistung aller Abnehmer (723 kW) entspricht. In der sommerlichen Schwachlastzeit treten kurzfristige Zustände ohne Lastanforderung auf, ganze heizfreie Tage sind jedoch auf Grund des Warmwasserbedarfes nicht vorhanden. In der Niedertemperatur-Fahrweise hingegen wird eine Mindestleistung von $\dot{Q}_{H,E} = 16\text{ kW}$ nie unterschritten. Diese entspricht einem summarischen Massestrom der Zirkulationsbrücken der WAST von $0,2\text{ kg/s}$ zzgl. den damit einhergehenden Netzwärmeverlusten.

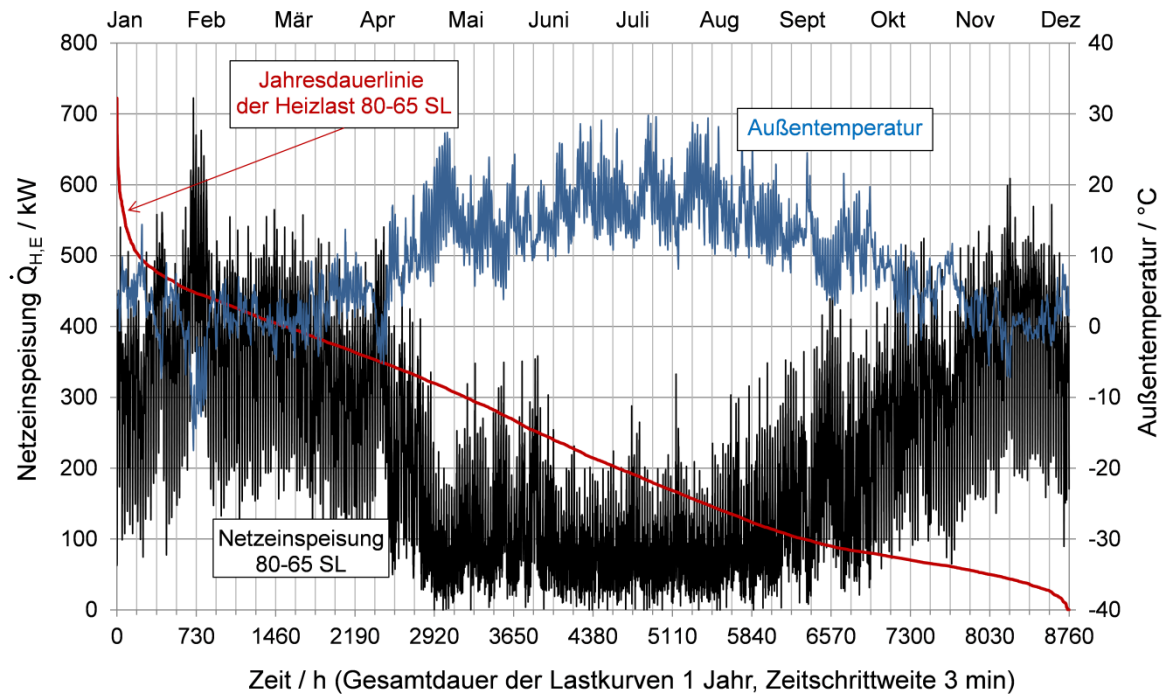


Bild 6-6 Netzeinspeisung $\dot{Q}_{H,E}$ des Referenzfalls 80-65 SL im Jahresverlauf

Der Referenzfall 80-65 SL zeichnet sich unter allen Fahr- und Betriebsweisen durch den größten Jahreswärmebedarf aus. Bild 6-7 verdeutlicht den Unterschied der Fahrweisen im Lastverlauf einer ausgewählten Woche (1.KW). Die Niedertemperatur- und LowEx-Fahrweisen verlaufen fast durchgängig unter der Kurve 80-65 SL. Unterschiede im Jahreswärmebedarf treten bei Verwendung der Durchflusssysteme DF auf, bei denen der Zirkulationswärmebedarf geringer ausfällt als mit Speicherladesystem SL und bei dezentraler Nacherwärmung (elektrischer Heizstab oder Wärmepumpe).

In Bild 6-7 treten die Lastspitzen des reinen Heizwärmebedarfes aus Bild 6-1 wesentlich stärker zum Vorschein, da hier nun auch die Anforderungen der TWE überlagert werden. Vor allem die Tage 1, 5 und 7 zeigen starke morgendliche Lastspitzen, die auf die Anfahrvorgänge der Heizung und gleichzeitigen Ladevorgänge der TWE zurückzuführen sind. Die Lastgänge lassen sich nun relativ gut mit Messdaten, wie z. B. nach Bild 6-8 vergleichen.

In Bild 6-8 werden Messdaten eines Fernwärmenetzes mit 51 Mehrfamilienhäusern (siehe Abschnitt 6.5) abgebildet, das hinsichtlich Abnehmerart (Wohngebäude mit bis zu 12 WOE) und Netzstruktur (unvermashtes Strahlennetz im Kleinlastbereich) den hier gezeigten Simulationen entspricht.

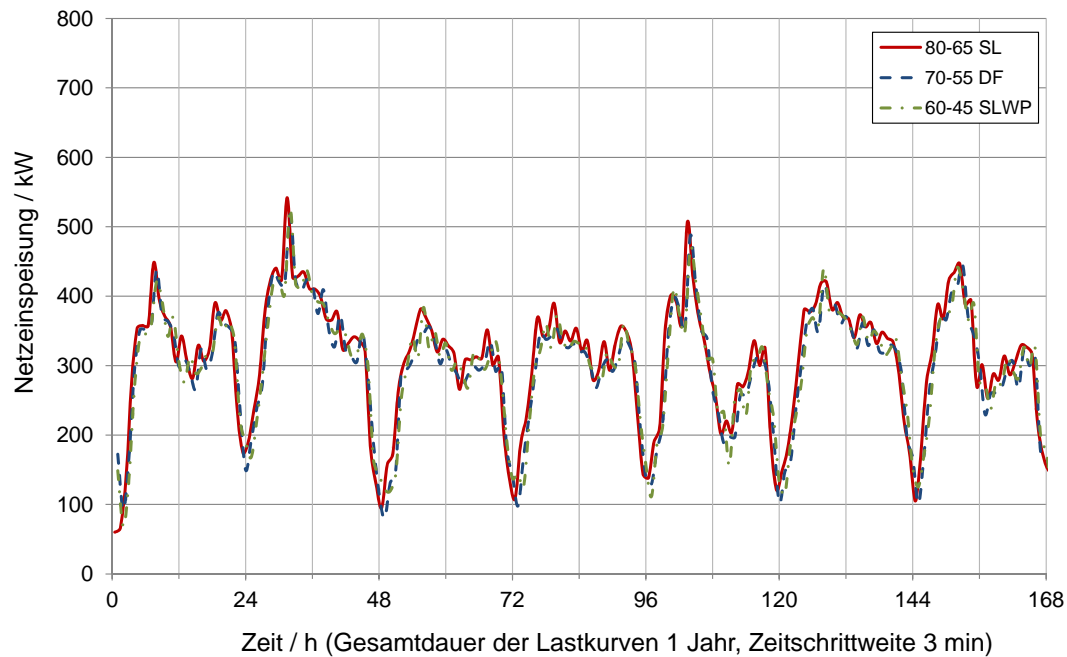


Bild 6-7 Netzeinspeisung $\dot{Q}_{H,E}$ einer ausgewählten Woche (1.KW) der Fahrweisen 80-65 SL, 70-55 DF, 60-45 SLWP

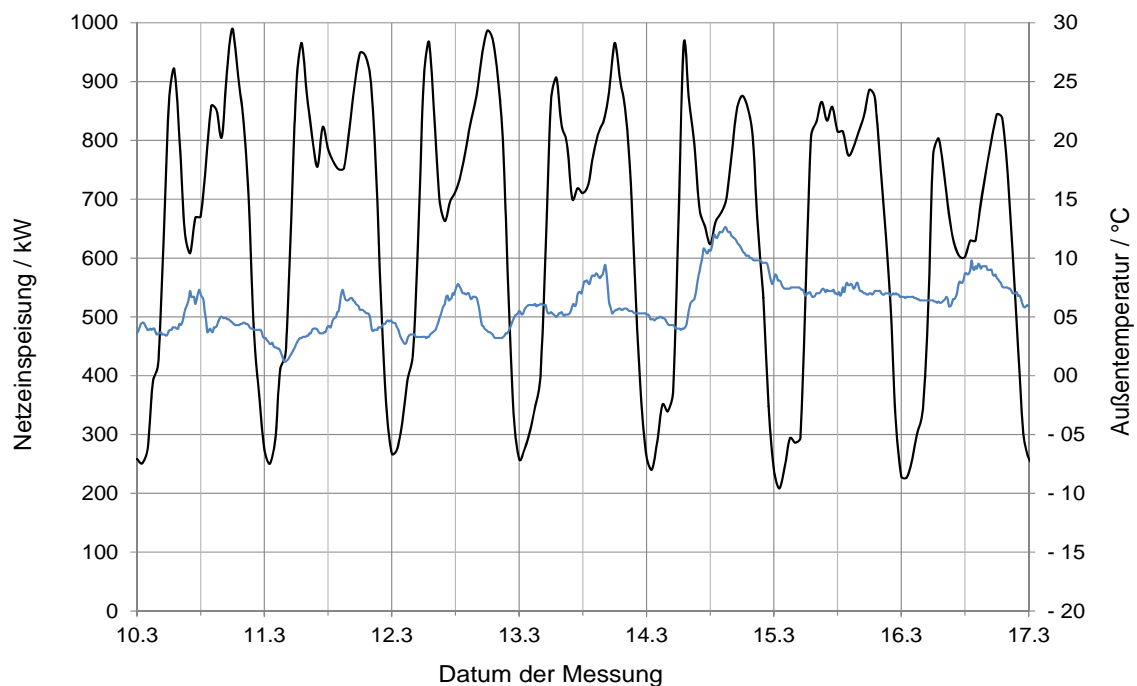


Bild 6-8 Netzeinspeisung $\dot{Q}_{H,E}$ eines Bestandsnetzes (51 Abnehmer) aus Messdaten für den ausgewählten Zeitraum einer Woche (Messdaten des „Nahwärmenetz 1“ aus /MDH 10b/, Zeitschrittweite 10 min, Kurzbeschreibung nach Kapitel 5), 2009

Die Diagramme Bild 6-9 und Bild 6-10 verdeutlichen die Abhängigkeit der erforderlichen Netzeinspeisung vom Temperaturniveau der Wärmeversorgung als auch von der Versorgungsart der Abnehmer. Während die Unterschiede im Lastverlauf einer Woche nach Bild 6-7 zwischen den Varianten 80-65 SL und 70-55 DF kaum zu erkennen waren, treten sie in der Jahresbilanz offensichtlich hervor. In der Jahressumme nach Bild 6-9 und Bild 6-10 zeigen sich deutliche Einsparpotentiale von bis zu 20 % der Gesamtwärmeeinspeisung, wenn durch

Wohnungsanschlussstationen der Zirkulationsbedarf der TWE entfällt oder, wie hier, stark verringert werden kann¹⁷.

Der Vergleich der Netzeinspeisung nach Bild 6-9 und Bild 6-10 verdeutlicht zudem, dass die Auslegung der KWK-Anlagen auf einen Koppelfaktor von 0,35 ausreichend hoch war, um mit allen Varianten einen Deckungsgrad von $\alpha_{KWK} \geq 70\%$ an KWK erzeugter Wärme zu gewährleisten ($Q_{H,E,KWK} \geq 0,7 \cdot Q_{H,E,Ges}$). Damit kann die Forderungen des EEWärmeG nach einem Mindestanteil von in KWK erzeugter Wärme als Ersatzmaßnahme zu regenerativen Energien erfüllt werden ($\alpha_{KWK} \geq 50\%$) und es könnten die Pauschalwerte für den Primärenergiefaktor der Fernwärme nach DIN V 18599 genutzt werden ($f_{p,wv} = 0,7$).

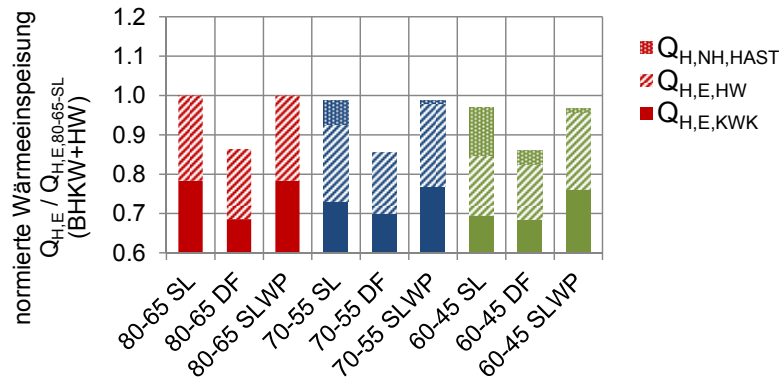


Bild 6-9 Wärmeeinspeisung BHKW-HW bezogen auf 80-65 SL

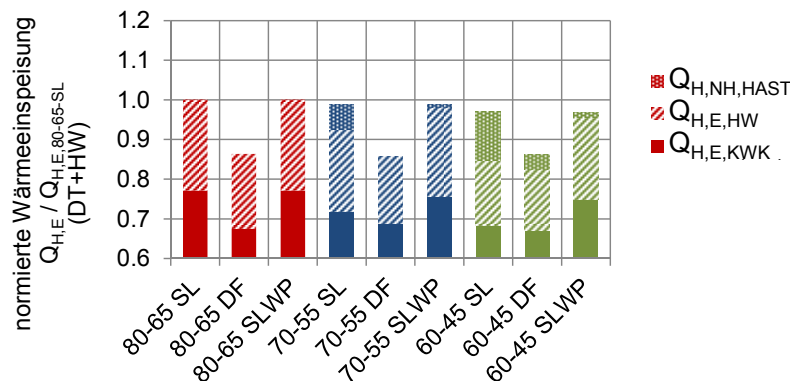


Bild 6-10 Wärmeeinspeisung DT1-HW bezogen auf 80-65 SL

Mit Speicherladesystemen SL und LowEx-Speicherladesystemen SLWP stellen sich unabhängig von der Fahrweise KWK-Deckungsgrade von $\alpha_{KWK} = 79\%$ (BHKW+HW) und $\alpha_{KWK} = 78\%$ (DT1+HW) ein.

Der Anteil an Nacherwärmung $Q_{H,NH,HAST}$ an der Gesamtwärme $Q_{H,E}$ beträgt in 60-45 SLWP etwa 1,3 %. Dies bedeutet, dass die durch den Verdichtungsprozess verursachte Enthalpieerhöhung des Kältemittels einen Anteil von 1,3 % des Gesamtwärmebedarfes TWE ausmacht. Die über den Kondensator bereitgestellte Wärme auf Trinkwarmwassertemperaturniveau wird aus der Wärmequelle Fernwärmenetz bereitgestellt und erscheint deshalb in Bild 6-9 und Bild 6-10 unter $Q_{H,E}$ (KWK/HW). Der Anteil der über den Kondensator bereitgestellten Wärme am Gesamtwärmebedarf der TWE beträgt 47 %. Der Anteil der TWE am Gesamtwärmebedarf TWE in 60-45 SLWP beträgt $\alpha_{TWE} = 22\%$.

¹⁷ Die verbraucherseitige Zirkulation entfällt aber es werden 5% Verteilverluste (bezogen auf Warmwasserbedarf) und ein geringer fernwärmeseitiger Zirkulationsmassstrom zwischen Vor- und Rücklauf angenommen.

Die insgesamt niedrigste Netzeinspeisung weisen die Systeme mit Wohnungsanschlussstationen im Durchflusssystem DF auf.

Mit der Möglichkeit, die beiden BHKW bis zu je 32 % Teillast also in Summe zu 16 % Teillast zu betreiben, anstatt bis 20 % der DT1, kann ein etwas größerer Lastanteil abgedeckt werden. Die Unstetigkeit in der Regelung der BHKW (nach /MDH 10a/) zwischen dem Volllastbetrieb des ersten Moduls und der Mindestlast des zweiten Moduls verursacht wiederum Einbußen in deren KWK-Betrieb (siehe hierzu Bild 6-11). Insgesamt zeigt die Kombination aus zwei sehr klein dimensionierten BHKW nach Bild 6-9 deshalb in allen Fahrweisen (also unabhängig von der Netztemperatur) geringfügig bessere KWK-Deckungsgrade als die stetig geregelte Dampfturbine nach Bild 6-10. In der praktischen Auslegung wären allerdings An- und Abfahrverluste beim Takten der Anlagen zu berücksichtigen, die die hier positiv dargestellten Vorteile der Modulbauweise relativieren dürften.

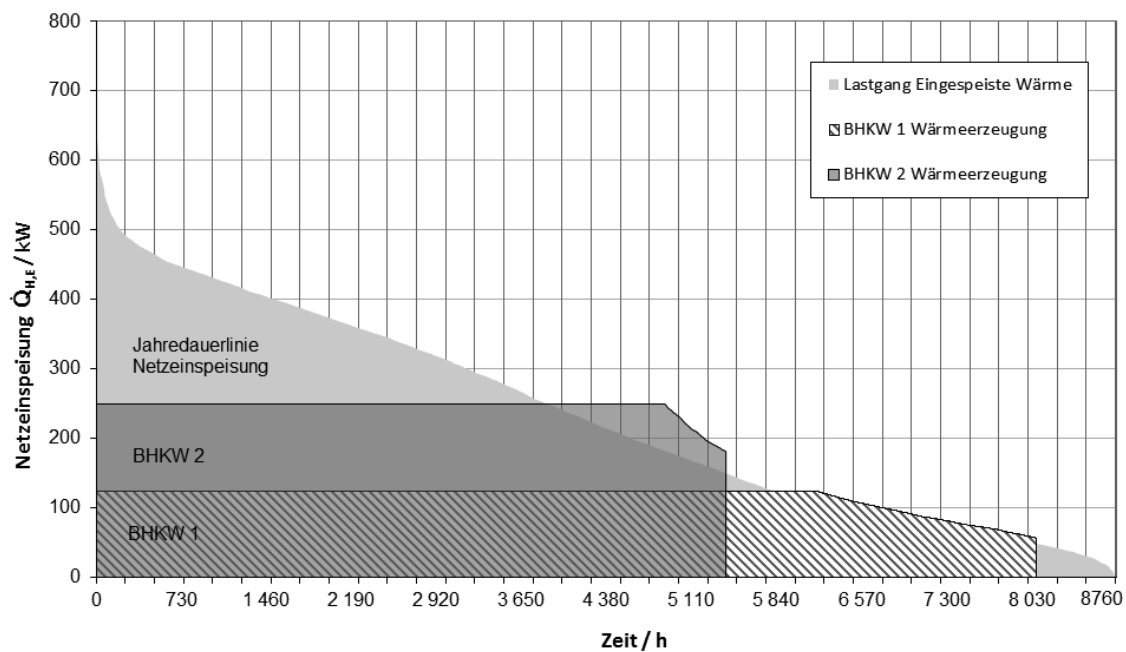


Bild 6-11 Jahresdauerlinie der thermischen Netzeinspeisung BHKW 80-65 SL

Aus den Diagrammen Bild 6-9 und Bild 6-10 kann weiterhin abgeleitet werden, dass die elektrische Nacherwärmung in der HAST $Q_{H,HAST}$ bei 70-55 SL und 60-45 SL einen erheblichen Anteil von etwa 7 % (70-55 SL) und 14 % (60-45 SL) an der Gesamtwärmedeckung ausmacht. Wie später gezeigt werden kann, wirkt sich dies ausschlaggebend auf die gesamtheitlichen Bewertungskriterien Primärenergiefaktor und Vergleich der KWK gegenüber getrennter Erzeugung aus.

Dem Diagramm der Volllaststunden (Bild 6-12) ist ferner zu entnehmen, dass abgesehen von den Varianten mit Nacherwärmung über Elektroheizstab (70-55 SL und 60-45 SL)) mit den Speichervarianten annähernd gleiche Betriebszeiten erreicht werden. Sie unterscheiden sich auf Grund der unterschiedlichen Wärmeverluste um maximal 182 h (BHKW) und um 184 h (DT1).

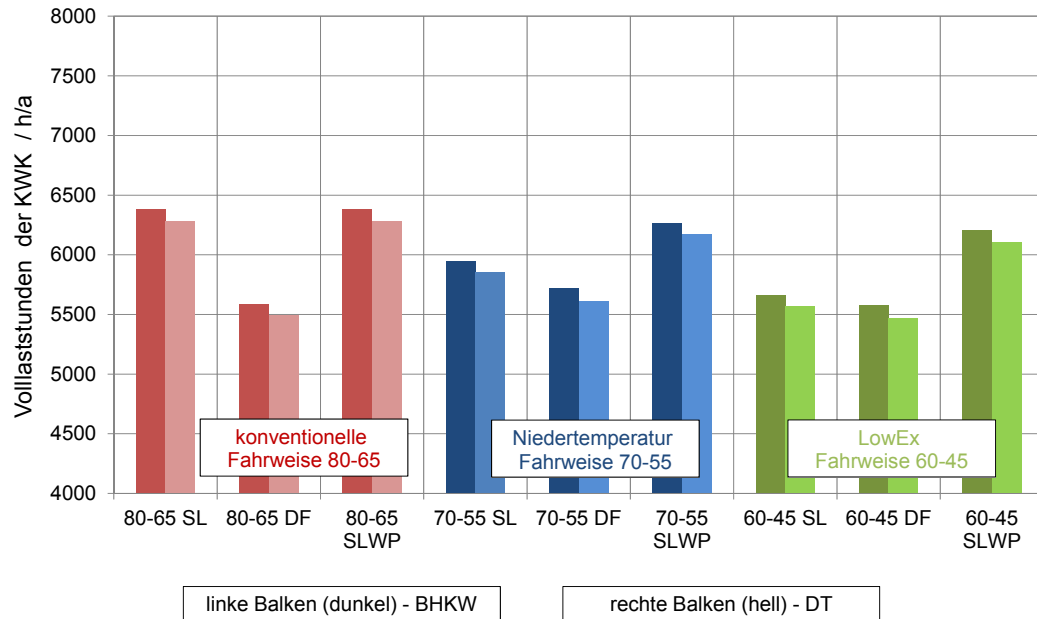


Bild 6-12 Volllaststunden der KWK-Wärmeerzeuger

In den Fällen, in denen in großem Maße elektrisch nacherhitzt wird, spiegelt sich dies deutlich in den reduzierten Volllaststunden: 70-55 SL sinkt gegenüber 80-65 SL um 438 h (BHKW) und 434 h (DT1); 60-45 SL sinkt um 724 h (BHKW) und 718 h (DT1). Interessanterweise wird mit DF die geringste Betriebszeit im Netz bei Konventioneller-Fahrweise erreicht. In dieser Fahrweise werden auf Grund der hohen Netzvorlauftemperaturen besonders niedrige Rücklauftemperaturen der TWE ermöglicht, was wiederum die absoluten Wärmeverluste senkt.

Mit Hilfe der geordneten Jahresdauerlinien nach Bild 6-13 lässt sich der Trend zu sinkender Netzeinspeisung mit sinkenden Versorgungstemperaturen durch reduzierte Netzwärmeverluste noch einmal verdeutlichen.

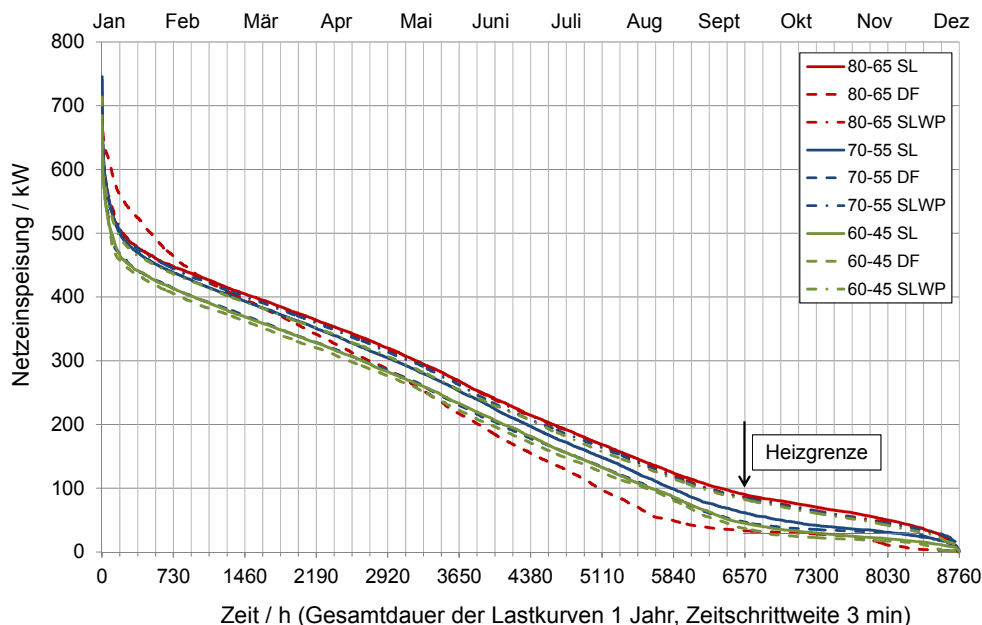


Bild 6-13 Jahresdauerlinien der untersuchten Fahr- und Betriebsweisen

Der eingezeichnete Pfeil verweist auf die Heizgrenze bei der Außentemperatur von $t_A = 15^\circ\text{C}$, die an dem Wendepunkt der Kurven und dem nachfolgend flachen Verlauf zu erkennen ist. Der Wendepunkt liegt bei etwa 6570 Stunden (siehe vergleichsweise Bild 4-2) und verläuft in allen

Varianten mit zunehmender Außentemperatur in einen mehr oder weniger deutlich ausgeprägten Grundlastanteil der TWE.

In Bild 6-14 werden sowohl die jahresdurchschnittlichen Wärmeverluste (dunkle linke Balken) als auch die jahresmittlere, massestromgewichtete Rücklaufftemperatur an den zentralen Wärmeerzeugern (helle rechte Balken) gezeigt. Dabei muss erwähnt werden, dass das Fernwärmesystem der Niedertemperatur- und LowEx-Fahrweise auf Grund der geringeren Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf geringfügig größer dimensioniert ist, als das Netz der Konventionellen-Fahrweise. Die Fließgeschwindigkeiten beider Systeme liegen im Auslegungsfall zwischen 1,5 m/s und 2 m/s (siehe auch Abschnitt 4.3 und 4.4).

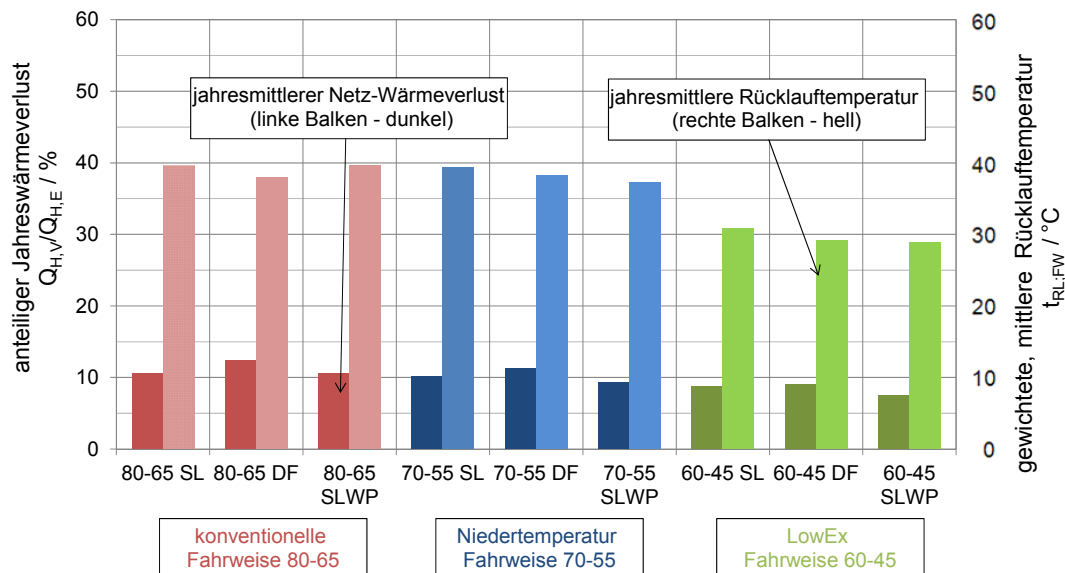


Bild 6-14 Jahresmittlerer Wärmeverlust des Fernwärmenetzes und massestromgewichtete, mittlere Rücklaufftemperatur

Die jahresdurchschnittlichen Wärmeverluste betragen im Ausgangsfall, der Konventionellen Fahrweise 80-65 SL 11 % der eingespeisten Wärme. Dieser Wert liegt nach /AGFW 10/ genau im deutschen Mittel. Im Vergleich dazu ist mit Durchflusssystem ein geringer Anstieg der Wärmeverluste auf 12 % bei gleichzeitigem Absinken der massestromgewichteten Rücklaufftemperatur von 40 °C auf 38 °C erkennbar. Hier wirkt sich der fernwärmeseitige Zirkulationsvolumenstrom der WAST aus, der im Gegensatz zu den Speicherladesystemen für kontinuierliche Aufrechterhaltung der Fernwärme und deshalb trotz vergleichsweise niedriger Netztemperaturen zu durchschnittlich größeren Wärmeverlusten führt. Da die Wärmepumpe zur Nacherwärmung in 80-65 SLWP nicht aktiviert wird (jederzeit ausreichend hohe Netztemperatur), weist das LowEx-Speicherladesystem die gleichen Rücklaufftemperaturen und Wärmeverluste auf, wie das Referenzsystem 80-65 SL.

Interessanterweise bewirkt die Niedertemperatur-Fahrweise nur in der Wärmepumpenvariante um 2 K niedrigere Netzrücklaufftemperaturen und um 1 % geringere Wärmeverluste. Die nun aktivierten Wärmepumpen übernehmen einen Anteil an der TWE und nutzen dazu die Wärmequelle Fernwärme. Die alleinige Änderung der Netzvorlauftemperaturen (hier 10 K geringer als in Konventioneller Referenzfahrweise) bewirkt demnach ohne Änderung an der Abnehmerkonfiguration kaum einen darstellbaren Unterschied hinsichtlich der Wärmeverluste.

Für die LowEx Betrachtung werden hingegen Fußbodenheizungen verwendet (die Heizlast bleibt in allen Varianten gleich), was durchschnittlich 9 K geringere Rücklaufftemperaturen als in der Referenzvariante 80 65 SL zur Folge hat. Die jahresmittleren Wärmeverluste betragen etwa 9 % in 60-45 SL/DF und 8 % in 60-45 SLWP. Besonders niedrige Wärmeverluste werden folglich durch die gleichzeitige Senkung der Vorlauf- als auch Rücklaufftemperaturen erreicht. Für Letzteres ist in

der Regel allerdings auch eine Erneuerung der Heizungssysteme oder deren hydraulische Optimierung erforderlich.

Wird allein der Betrieb der TWE Anlagen miteinander verglichen, erreicht DF bei gleichen Vorlauftemperaturen die niedrigsten Rücklauftemperaturen, d. h. $\Delta T_{DF} > \Delta T_{SL}$ (mit).

Bei Betrachtung der Rücklauftemperaturen der Konventionellen-Fahrweise (Schnittstelle zentraler Wärmeerzeuger) im Jahresverlauf nach Bild 6-15 wird deutlich, dass diese im Bereich zwischen 30 °C und 50 °C liegen, was realen Fernwärmenetzen entsprechen kann. Die Diagramme zeigen die Netzvor- und -Rücklauftemperaturen in Abhängigkeit der verschiedenen Arten TWE (Speicherlade, Durchfluss, Nacherwärmung mit WP) zu der dem Temperaturniveau der TWE entsprechenden Fahrweise.

Wie bereits festgestellt wurde, weisen 70-55 DF und 60-45 SLWP die niedrigsten Rücklauftemperaturen auf. Die LowEx-Fahrweise erreicht mit DF als auch SLWP einen Durchschnittswert von $t_{FW,RL,m} = 29$ °C. Der relativ konstante Verlauf der Rücklauftemperatur ist hier vor allem den Fußbodenheizungen geschuldet.

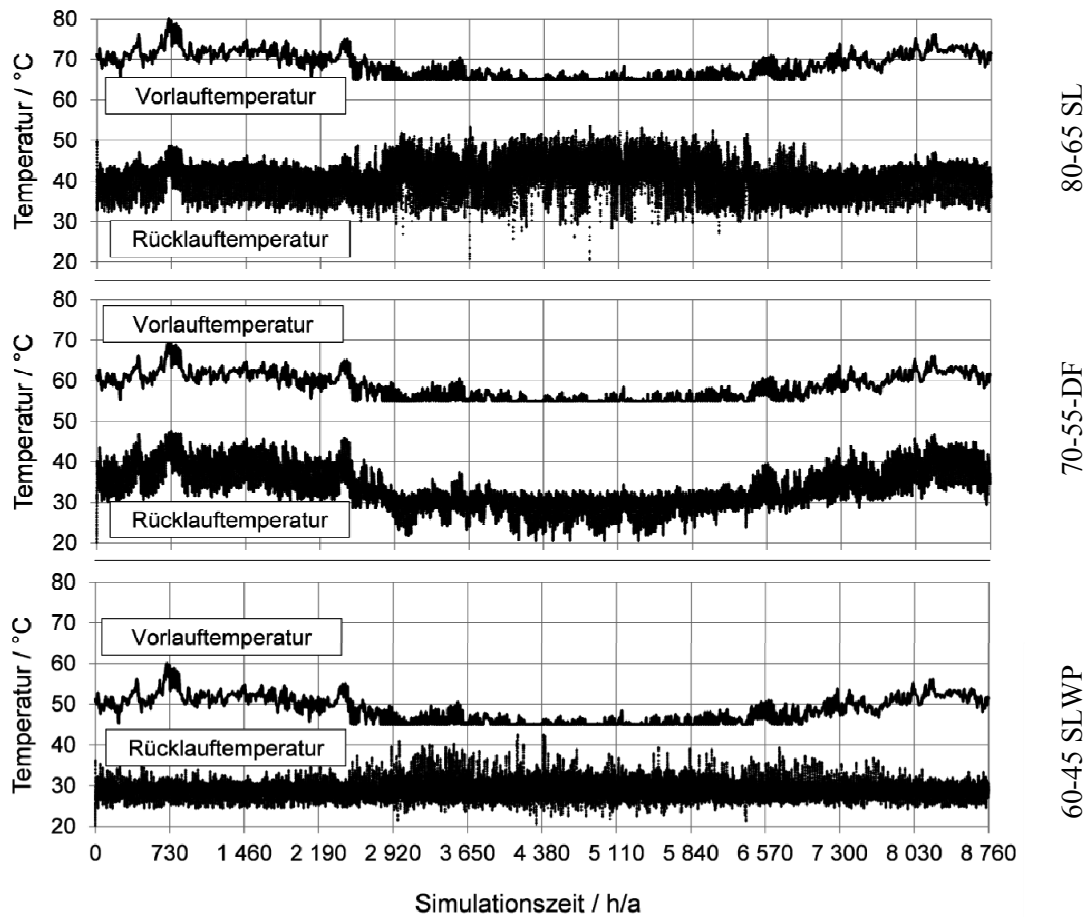


Bild 6-15 Netztemperaturen am zentralen Wärmeerzeuger (Zeitschrittweite der Simulation 3 min)

Bild 6-16 zeigt erneut Messwerte des in Abschnitt 6.5 ausgewerteten Sekundärnetzes, die mit den Simulationsdaten gut vergleichbar sind.

Vergleichbare Messdaten eines LowEx-Netzes zeigt Bild 6-17, wenn auch mit konstanter Netzvorlauftemperatur von $t_{FW,VL} = 60$ °C. Es handelt sich dabei um ein Solares LowEx-Fernwärmenetz, das eine Mischung aus Platten- und Fußbodenheizkörpern sowie Wohnungsanschlusstationen im Durchflussprinzip aufweist („Fernwärmenetz 2“ aus /MDH 10b/). Die niedrigen Netztemperaturen sind dort für das Erreichen hoher Wirkungsgrade der Solarthermieanlagen erforderlich.

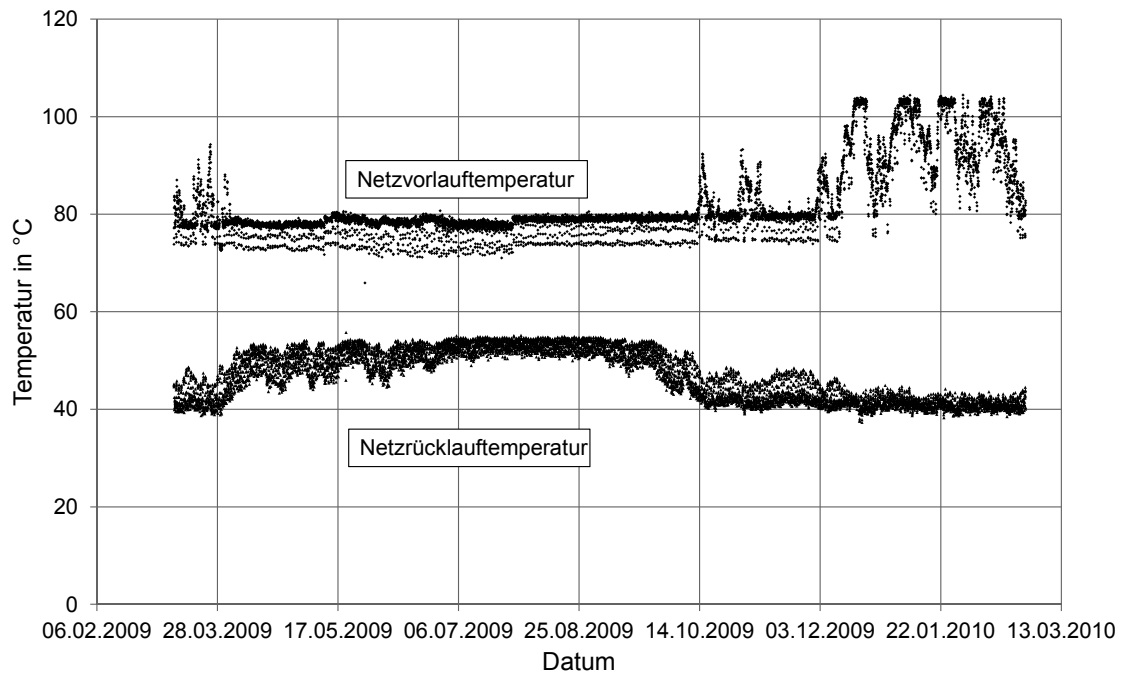


Bild 6-16 Netztemperaturen am zentralen Wärmeerzeuger im Messzeitraum 2009/2010 eines Bestandsnetzes - „Nahwärmenetz 1“ nach /MDH 10b/, Kurzbeschreibung nach Kapitel 5 (Zeitschrittweite der Messung 10 min)

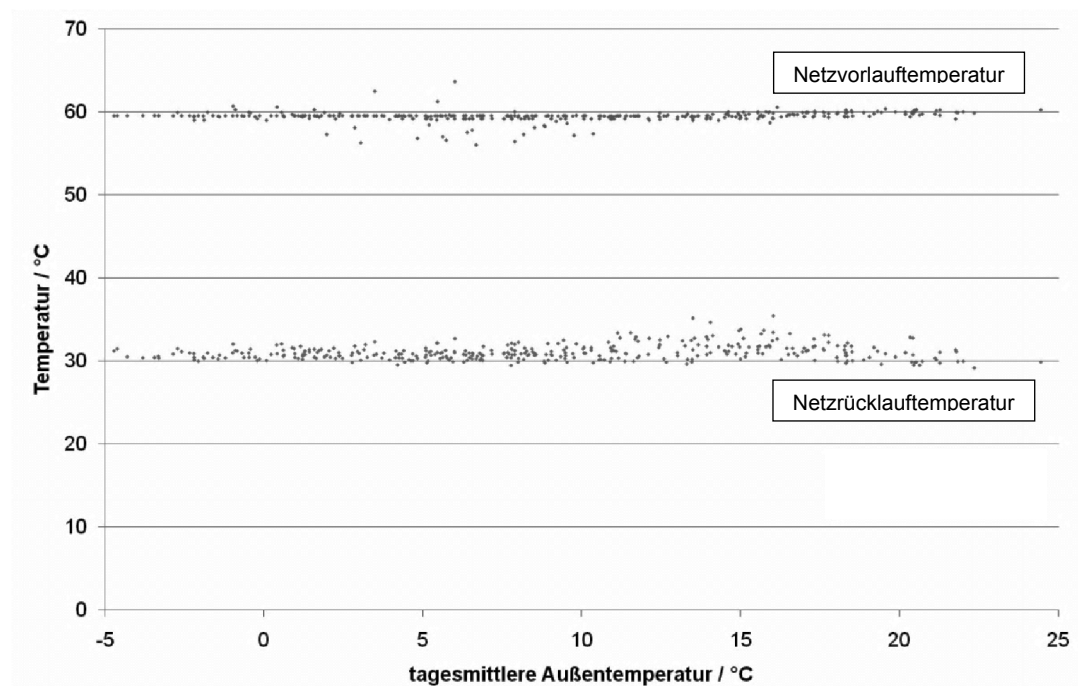


Bild 6-17 Netztemperaturen am zentralen Wärmeerzeuger im Messzeitraum 2009 eines LowEx-Netzes - „Nahwärmenetz 2“ nach /MDH 10b/ (Tagesmittelwerte)

Nach wie vor gelten aus wirtschaftlichen Interessen heraus der Brennstoffbedarf und die Elektroenergieeinspeisung als wichtige Bewertungskriterien in der Energieversorgung. Beide Größen werden in den Diagrammen Bild 6-18 und Bild 6-19 gezeigt. Bei Darstellung der Verläufe in absoluten Zahlen scheint unter den Varianten eine annähernd konstante Differenz zwischen BHKW und DT zu bestehen. Der Einfluss des Temperaturniveaus der Fernwärme auf die Effizienz der Erzeugeranlagen lässt sich besser bei Bezug der Ergebnisse auf eine Referenzvariante

erkennen, für die hier 80-65 SL gewählt werden soll. Die Abbildungen für Brennstoffbedarf, Wärme- und Elektroenergieeinspeisung werden deshalb normiert abgebildet.

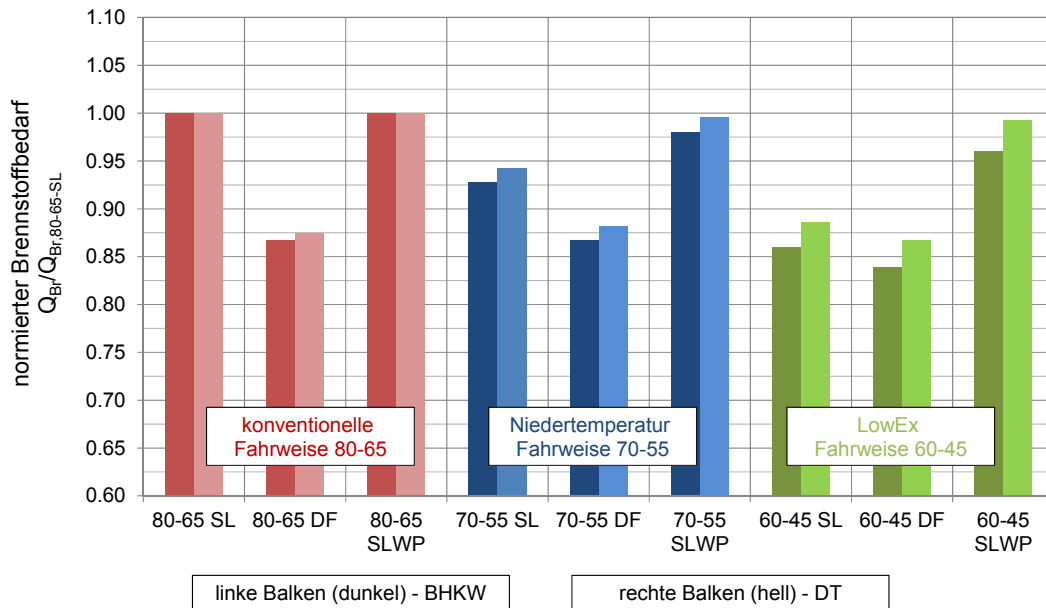


Bild 6-18 Brennstoffbedarf bezogen auf 80-65 SL

Bild 6-18 kann u. a. entnommen werden, dass der Brennstoffbedarf der TWE-Anlagen mit SL und elektrischer Nacherwärmung drastisch sinkt, wenn der notwendige Heizwärmebedarf nicht mehr allein durch das Fernwärmenetz gedeckt werden kann. In der Niedertemperatur-Fahrweise werden bezogen auf 80-65 SL etwa $Q_{Br} / Q_{Br,80-65 SL} = 95 \%$ benötigt und im LowEx-Netz nur noch etwa 88 %. Dabei ist beachten, dass der Differenzbetrag der KWK-Stromerzeugung (Annahme unveränderter Bedarf aber reduzierte Erzeugung in KWK) mit einem bilanzschließendem Kraftwerk gedeckt werden muss. Die Berücksichtigung solcher Referenzsysteme wird z. B. mit dem Primärenergiefaktor der Fernwärme ermöglicht (siehe dazu Abschnitt 6.1.3).

Mit der enormen Brennstoffeinsparung geht allerdings auch ein Rückgang in der Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} durch den gleichzeitigen Anstieg des Hilfsenergiebedarfes der Abnehmer für die elektrische Nacherwärmung einher. Nach Bild 6-19 werden mit 70-55 DF somit nur noch $W_{HKW} / W_{HKW,80-65 SL} = 76|81 \%$ (BHKW|DT1) bereitgestellt. In der LowEx-Fahrweise 60-45 SL können abzüglich aller Hilfsenergien lediglich $W_{HKW} / W_{HKW,80-65 SL} = 55|66 \%$ (BHKW|DT1) generiert werden. Auch ohne das bilanzschließende Kraftwerk, zeigt sich bereits hier recht deutlich, dass die rein elektrische Nacherwärmung mit Heizstab aus energetischer Sicht sehr uneffektiv ist.

Den insgesamt geringsten Brennstoffbedarf weist das Durchflusssystem DF auf. Dies wird hauptsächlich dadurch begründet, dass wie bereits festgestellt, die Gesamtwärmeeinspeisung gegenüber SL geringer ausfällt, da kleinere Zirkulationsverluste angesetzt wurden. Insgesamt verhält sich der Brennstoffbedarf mit DF auf allen Temperaturniveaus relativ stabil. Zwischen Niedertemperatur- zur LowEx-Fahrweise ist ein geringer Unterschied Brennstoffbedarfes von 3|1 % (BHKW|DT1) zu verzeichnen. Interessant ist hier, dass sich das Größenverhältnis zwischen BHKW und DT1 in LowEx umkehrt. Während mit Konventioneller- und Niedertemperatur-Fahrweise die BHKW geringfügig größeren Brennstoffbedarf aufweisen, sind es in allen LowEx-Varianten die Dampfturbinen. Bei näherer Betrachtung der Wirkungsgradkennlinien (Bild 3-9) zeigt sich, dass DT1 in Teillast und bei niedrigen Vorlauftemperaturen ihre größten Wirkungsgrade entfaltet. Beide Kriterien zeichnen im Besonderen die LowEx-Fahrweise aus. Bei der gleichen Wärmeversorgungsaufgabe erzeugt die Dampfturbine folglich Elektroenergie bei besseren Stromkennzahlen und benötigt entsprechend mehr Brennstoffenergie.

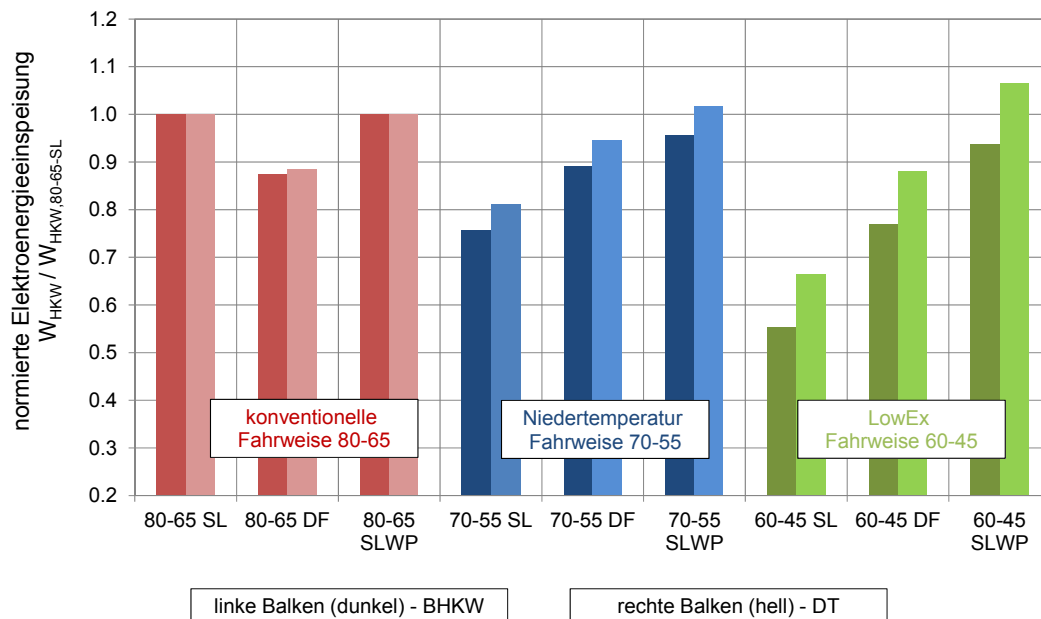


Bild 6-19 Elektroenergieeinspeisung (abzüglich aller Hilfsenergien des Fernwärmesystems und den HAST) bezogen auf 80-65 SL

LowEx 60-45 SLWP erreicht mit DT1 gegenüber der Niedertemperatur-Fahrweise 70-55 DF 4 % eine höhere Elektroenergieeinspeisung (normiert auf Referenzvariante), wohingegen sie mit BHKW um 2 % niedriger ist. Bei Betrieb der WAST mit DF im LowEx-Netz fällt jedoch auch ein Anteil an Hilfsenergie für die Nacherwärmung mit Heizstab an, da das Netz die notwendige Warmwassertemperatur nicht ganzjährig zur Verfügung stellen kann. Die normierte Elektroenergieeinspeisung fällt daher gegenüber 70-55 DF etwa 12/7 % (BHKW|DT1) niedriger aus.

Der normierte Brennstoffbedarf $Q_{Br} / Q_{Br,80-65 SL}$ mit LowEx-Speicherladesystem SLWP ändert sich nur geringfügig um $\pm 2\%$ zwischen den verschiedenen Fahrweisen. Dies gilt sowohl für BHKW als auch DT1 und das, obwohl die Wärmeverluste und damit $Q_{H,E}$ deutlich variieren (Bild 6-14). Auch hier liegt die Erklärung im unterschiedlichen Teillast- und Temperaturverhalten der KWK-Anlagen begründet. Bild 6-19 bestätigt diese Aussage. Mit BHKW sind gegenüber 80-65 SLWP ($W_{HKW} / W_{HKW,80-65 SL} = 100\%$) mit 70-55 DF nur 96 % und mit 60-45 SLWP 94 % erreichbar aber hingegen mit DT1 in 70-55 DF 102 % und in LowEx 60-45 SLWP eine auf das Referenzszenario bezogene Elektroenergieeinspeisung von 106 %, was unter allen Varianten den größten Betrag ausmacht. Mit LowEx wird dies trotz des um 35 % erhöhten Elektroenergiebedarfes der Netzumwälzpumpen und dem zusätzlichen Energieaufwand der Wärmepumpen erreicht.

Die Aufteilung zwischen Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} , der Hilfsenergie der Netzumwälzung $W_{H,FW}$ und dem Hilfsenergiebedarf der lokalen Nacherwärmung und Umwälzpumpen in den HAST $W_{H,HAST}$ kann den Bildern Bild 6-20 und Bild 6-21 entnommen werden. Die Summe aller Einzelgrößen bildet die an der Kraftwerksgrenze gelieferte Netto-Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,netto}^{18}$.

¹⁸ Die Netzpumpen werden hier außerhalb der Kraftwerksgrenze bilanziert (siehe Bild 2-2).

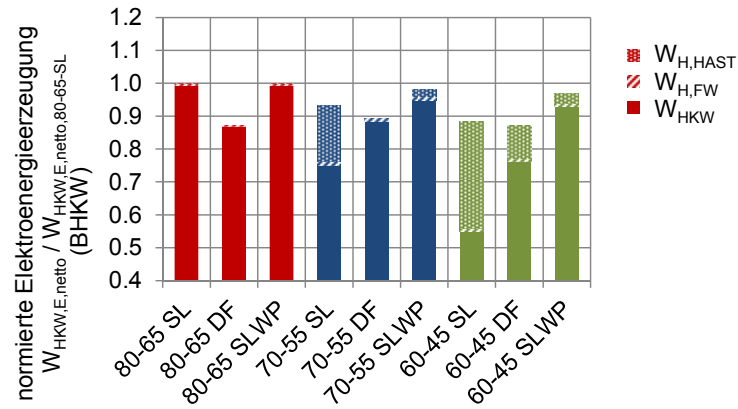


Bild 6-20 Elektroenergieerzeugung BHKW bezogen auf 80-65 SL

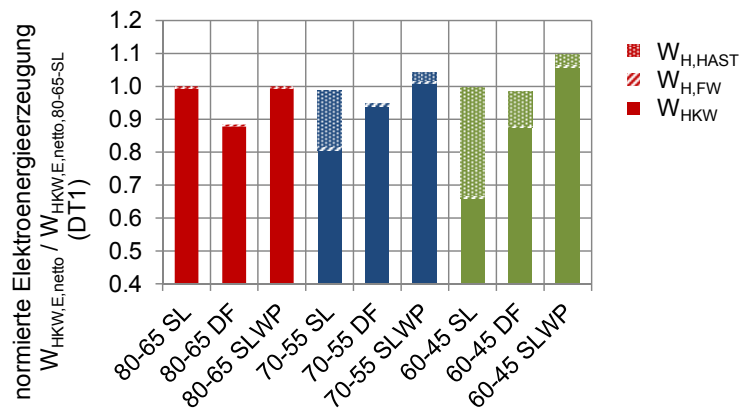


Bild 6-21 Elektroenergieerzeugung DT1 bezogen auf 80-65 SL

In den Diagrammen spiegeln sich noch einmal die Aussagen zur Last- und Temperaturabhängigkeit der Erzeugungsanlagen. Mit DT1 kann in 60-45 SLWP 10 % mehr Elektroenergie ($W_{HKW,E,netto}$) generiert werden, als in 80-65 SL. Jedoch werden 3 % durch die dezentrale Nacherwärmung mit Wärmepumpen aufgebraucht. Mit BHKW ist eine solche Steigerung auf Grund des geringen Temperatureinflusses nicht zu erkennen. Dort sinkt $W_{HKW,E,netto}$ trotz der Temperaturabsenkung um 3 %.

Visuell deutlich wird hier auch der enorme Anteil an elektrischer Nacherwärmung mit Heizstab für SL, wenn die Fernwärme nicht ausreichend hohe Temperaturen bereitstellt. Auch bei 60-45 DF wird ein Anteil von 10 % (BHKW) und 11 % (DT1) des Wärmebedarfes durch den Heizstab gedeckt.

Der Energieaufwand der Netzumwälzpumpen liegt bei durchschnittlich 1 % der erzeugten elektrischen Netto-Arbeit $W_{HKW,E,netto}$. In LowEx steigt er gegenüber Konventioneller-Fahrweise auf Grund der etwas geringeren Temperaturdifferenz zwar um 35 %, weist aber dennoch insgesamt keinen bedeutsamen Anteil auf.

Mit dem Ziel eine möglichst hohe Elektroenergieerzeugung bei gleichzeitig niedrigen Netzwärmeverlusten zu erreichen, schneiden folglich die Wohnungsanschlusstationen mit Durchflusssystemen DF in der Niedertemperatur-Fahrweise und Versorgung durch BHKW am besten ab (BHKW 70-55 DF) und bei einer Versorgung durch Dampfturbinen-HKW die Wärmepumpensysteme SLWP in der LowEx-Fahrweise (DT1 60-45 SLWP).

6.1.3 Primärenergetische Bewertung

Die Primärenergiefaktoren des Wärmeversorgungssystems verbinden die Parameter der zentralen Energiebereitstellungsanlagen (Brennstoffbedarf und -Art, Elektroenergie- und Wärmeeinspeisung)

mit denen des Wärmeverteilungssystems (Energiebedarf der Netzpumpen, Wärmeverluste) und der dezentralen Einspeiser (Hilfsenergiebedarf, bereitgestellte Kälte) und Abnehmer (Wärmebedarf) in einer Bewertungsgröße (Übersicht der Energieflussgrößen siehe Bild 2-2). Um die bei unzureichend hoher Netztemperatur notwendige, dezentrale Nacherwärmung mitbilanzieren zu können, wurde die Bilanzgrenze nach Bild 2-1 bis zur Nutzenergieabgabe der Abnehmer erweitert. Der Primärenergiefaktor der Wärmeversorgung nach Gl. 2-3 schließt also auch den Abnehmer-Hilfsenergiebedarf ein.

Auf Grund der speziellen Berechnungsmethode, der „Stromgutschrift“, werden die Vorteile der Kraft-Wärme-Kopplung in hohem Maße der Wärme zugeschrieben. Die Ergebnisauswertung zeigt deshalb dort deutlich positive Tendenzen, wo elektrische Hilfsenergie eingespart oder die Elektroenergieerzeugung im HKW vergrößert werden kann.

Die Übersicht der Primärenergiefaktoren zeigt Bild 6-22. Bei den BHKWs, die nur geringe Abhängigkeiten zwischen Netztemperaturen und Stromeinspeisung erkennen lassen, sind nur geringe Änderungen im Primärenergiefaktor entlang der verschiedenen Fahrweisen sichtbar, außer dort wo rein elektrisch nachgeheizt werden muss (70-55 SL und 60-45 SL). Die verschiedenen Netztemperaturen wirken sich erst in der zweiten Nachkommastelle aus und sind damit für reale Anlagenoptimierung unerheblich. Die elektrische Nacherwärmung verursacht bei allen Erzeugeranlagen einen stark ansteigenden Primärenergiebedarf.

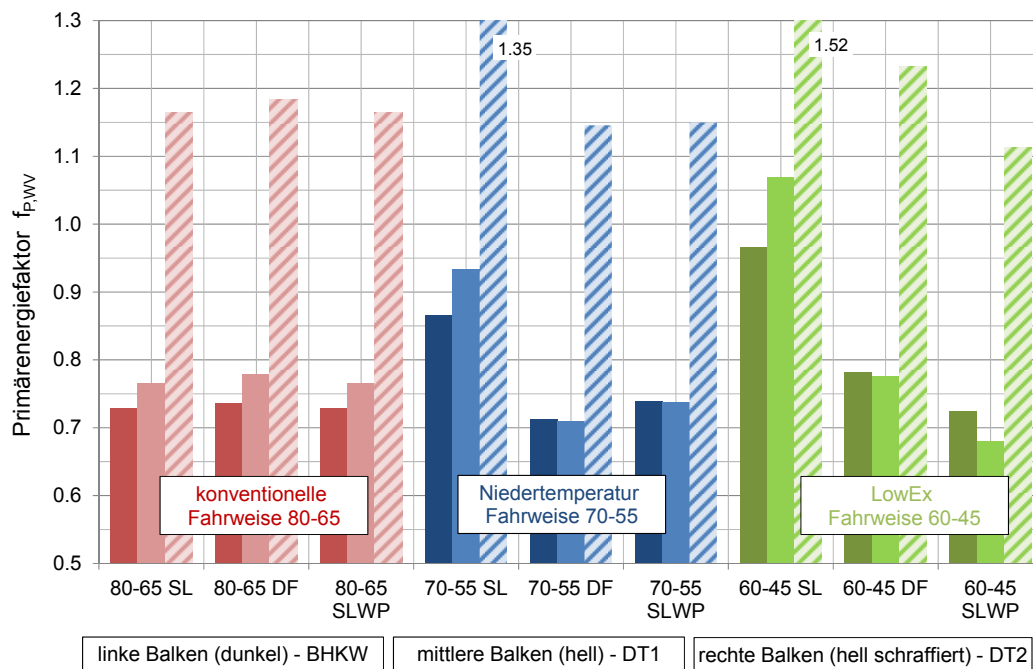


Bild 6-22 Vergleich der Primärenergiefaktoren des Wärmeversorgungssystems

Am Beispiel der Primärenergiefaktoren nach Bild 6-22 soll nun auch neben BHKW und DT1 (helle Balken) der Temperatureinfluss auf die Kompaktdampfturbine DT2 (schraffierte Balken) diskutiert werden.

Die Ergebnisse (Absolutwerte) beider Dampfturbinen gestalten sich vollkommen anders als die der BHKW. Bei DT1 sinkt der Primärenergiefaktor trotz des erhöhten Elektroenergiebedarfes für die Netzumwälzung und die Wärmepumpen Nacherwärmung gegenüber der konventionellen Fahrweise 80-65 auf 92 % bei 70-55 DF (von $f_{p,wv,80-65} = 0,77$ auf $f_{p,wv,70-55} = 0,71$) und auf 78 % (von $f_{p,wv,80-65} = 0,77$ auf $f_{p,wv,60-45} = 0,68$) bei 60-45 SLWP.

Die vorangehenden energetischen Bilanzierungen spiegeln sich also auch in der Systembewertung auf Basis des Primärenergiefaktors. Mit BHKW werden ebenfalls in der Niedertemperatur-Fahrweise die besten Ergebnisse erreicht (BHKW 70-55 DF mit $f_{p,wv,70-55} = 0,71$) und im LowEx-Netz (60-45 SLWP) ergibt sich ein Wert von $f_{p,wv,60-45} = 0,72$. Für das Referenzsystem gilt

$f_{P,WV,80-65} = 0,73$. Im Fazit sind, mit Ausnahme der rein elektrischen Nacherwärmung, zwischen den verschiedenen Versorgungsvarianten und Fahrweisen kaum nachweisbare Unterschiede im Primärenergiefaktor des Wärmeversorgungssystems mit BHKW zu erkennen.

Die Gegendruck-Dampfturbine DT2 erreicht im Teillastfall und bei höheren Temperaturen als den eingangs genannten Kühlturmbedingungen (Auslegung) elektrische Wirkungsgrade bis zu $\eta_{el,min} = 9\%$. Dies reduziert die Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,netto}$ gegenüber DT1 um durchschnittlich 59 % (Mittelwert über alle Variantenrechnungen) bei einer Verringerung des Brennstoffenergiebedarfes Q_{Br} um durchschnittlich 16 %. Die positiven Auswirkungen der niedrigen Netzvorlauftemperaturen (Steigerung der Elektroenergieerzeugung) sind auch bei DT2 nachvollziehbar. Da allerdings die Netzurücklauftemperatur in der Gegendruckturbine DT2 keinen spürbaren Einfluss besitzt, verbessert sich der Primärenergiefaktor in 70-55 DF gegenüber der Referenz nur von $f_{P,WV,90-65} = 1,17$ auf $f_{P,WV,70-55} = 1,13$ und damit um 3 % und mit 60-45 SLWP auf $f_{P,WV,60-45} = 1,11$, was einer Reduzierung um 5 % entspricht.

Die in Bild 6-22 dargestellten Ergebnisse verdeutlichen eindrucksvoll, dass die alleinige Anwendung von Kompaktdampfturbinen in den angegebenen Wirkungsgradbereichen aus primärenergetischer Sicht im Vergleich zu BHKW nicht sinnvoll ist. Real werden die Anlagen nach Herstellerangaben zur Abwärmenutzung oder der solarthermischen Stromerzeugung eingesetzt. Die Darstellung in vorliegender Arbeit soll mit DT1 die Charakteristik einer typischen Mittellastanlage beschreiben und mit DT2 die Charakteristik und den unteren Wirkungsgradbereich einer Kleinlastanlage. Die Temperatur der Wärmeauskopplung zeigt demnach in der untersuchten Gegendruck-Dampfturbine DT2 geringere Auswirkungen als im Vergleich zur Entnahme-Gegendruck-Turbine DT1. Mit niedrigen Versorgungstemperaturen können geringfügige Vorteile gegenüber der Referenzfahrweise und -Versorgung 80-65 SL erzielt werden. Der positive Einfluss niedriger Netztemperaturen auf die Energiebereitstellungsanlagen zeigt sich folglich auch bei Dampfturbinen der unteren Leistungsbereiche, hier aber in wesentlich geringerem. Da sich dieser Effekt in allen Bewertungskriterien erkennen lässt, werden aus Gründen der übersichtlicheren Darstellung die Ergebnisse der DT2 bis auf eine Ausnahme in Abschnitt 6.4 nicht mehr aufgezeigt.

6.1.4 Vergleich der KWK gegenüber getrennter Erzeugung

In Bild 6-23 wird die Brennstoffeinsparung PEE der KWK-Anlagen gegenüber der getrennten Erzeugung von Elektroenergie und Wärme mit harmonisierten Referenzwirkungsgraden nach Gl. 2-5 dargestellt.

Die ursprüngliche Methodik des Vergleiches bewertet allein die KWK-Anlagen ohne Bezug zum Fernwärmenetz. Der Bilanzbereich wurde für die hier angestellten Untersuchungen von der brutto-Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,brutto}$ auf die tatsächliche Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} einschließlich aller Hilfsenergien des Fernwärmesystems erweitert. Sie stellt somit ein Maß für die Effizienz der KWK-Anlage dar und berücksichtigt den aufzuwendenden Hilfsenergiebedarf des Fernwärmesystems. Die Ergebnisse zeigen dann Unterschiede zwischen den Fahrweisen, wenn z. B. durch dezentrale Nacherwärmung ein großer Anteil des Wärmebedarfes substituiert wird oder die KWK-Anlagen in schlechten Teillastzuständen arbeiten müssen.

Wie die Simulationsergebnisse nach Bild 6-23 zeigen, werden mit den BHKW-Anlagen bereits in 80-65 SL Brennstoffeinsparungen gegenüber ungekoppelter Erzeugung von $PEE = 21\%$ erreicht. Erkennbare Abweichungen von dieser Größenordnung treten vor allem dann auf, wenn sich die Laufzeiten der KWK-Anlagen ändern oder die Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} durch elektrische Nacherwärmung mit Heizstab erheblich reduziert werden (70-55 DF, 60-45 SL, 60-45 DF). Auch der Wärmepumpenbetrieb bewirkt einen leichten Rückgang in der Brennstoffeinsparung PEE um 1 % in 70-55 SLWP und um 2 % in 60-45 SLWP.

Mit DT1 werden maximal $PEE = 17\%$ erreicht. Auch hier entstehen wesentliche Abweichungen nur bei größerem Anteil elektrischer Nacherwärmung mit Heizstab in den oben genannten Varianten.

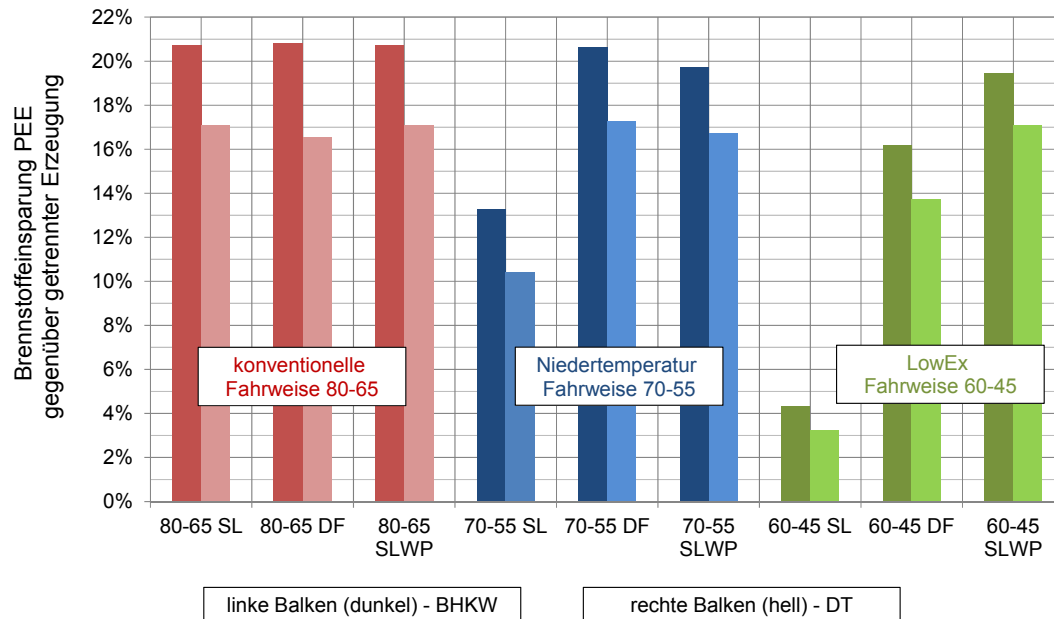


Bild 6-23 Brennstoffeinsparung der KWK-Anlage gegenüber getrennter Erzeugung von Strom und Wärme unter Einbeziehung des Hilfsenergieaufwandes im Versorgungssystem

Bild 6-23 korreliert folglich mit den Ergebnissen der Primärenergiefaktoren in der Aussage, dass eine dezentrale Nacherwärmung nur dann sinnvoll ist, wenn der Hilfsenergieaufwand durch steigende Stromerzeugungswirkungsgrade ersetzt werden kann. Die Nacherwärmung mit elektrischem Heizstab bewirkt auch hier eine drastische Verschlechterung der Bilanzen.

Wie bereits anhand Bild 2-6 diskutiert wurde, weist das Stromgutschriftenverfahren (Primärenergiefaktor) die Vorteile der KWK schwerpunktmäßig der Wärmeerzeugung zu. Änderungen in der Elektroenergieerzeugung zeigen dort deutliche Auswirkungen. Demgegenüber weist der Vergleich der KWK-Anlagen gegenüber Referenzanlagen die Vorteile der KWK eher der Stromseite zu. Änderungen in den Wirkungsgraden der Elektroenergieerzeugung werden hier folglich weniger, Änderungen in den Laufzeiten der KWK-Anlagen dafür stärker sichtbar. Die Vorteile der verbesserten Elektroenergieerzeugung mit DT1 in LowEx werden von der negativen Bewertung durch den rückläufigen Wärmeabsatz der KWK-Anlagen aufgehoben. In Summe wird mit DT1 60-45 SLWP der gleiche PEE des Referenzsystems DT1 80-65 SL erreicht, wohingegen nach Bild 6-22 primärenergetisch positive Effekte bilanziert werden.

Das Verfahren ist damit gut geeignet, um die Laufzeit der KWK-Anlagen und die Gesamteffizienz der Betriebsweisen unter Einbeziehung aller Hilfsenergien des Fernwärmesystems zu bewerten. Da es eine andere Methodik zur Brennstoffaufteilung zwischen Elektroenergie- und Wärmeproduktion benutzt, ergänzt es die Ergebnisse der Stromgutschriftenmethode des Primärenergiefaktors um eine weitere Sichtweise.

6.2 Wirtschaftlichkeit der Nacherwärmung mit Wärmepumpen

Den vorangehenden Untersuchungen zur Folge sind die positiven Aspekte niedriger Netztemperaturen vor allem niedrigere Wärmeverluste mit ggf. sinkendem Brennstoffbedarf (abhängig von der Erzeugerstruktur) und eine erhöhte Elektroenergieerzeugung in Erzeugungsanlagen mit Sensibilität gegenüber der Temperatur der Wärmeauskopplung. Diesen Vorteilen gegenüber stehen der zusätzliche Aufwand an Elektroenergie für die Nacherwärmung, mit Wärmepumpen in den LowEx-Speicherladesystemen und der entsprechende Kostenaufwand für Investition, Wartung und Betrieb.

Die Nacherwärmung mit elektrischem Heizstab wird nicht in die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung einbezogen, da sie sich energetisch als nicht sinnvoll herausgestellt hat (siehe Abschnitt 6.1). Ebenso wird auch die Niedertemperatur-Fahrweise mit Durchflusssystemen wirtschaftlich nicht

näher beleuchtet, da es hierfür einen etablierten Stand der Technik gibt und sich vorliegende Arbeit auf die Analyse von LowEx-Systemen und deren Potentialen konzentriert.

Der flächenspezifische TWE Bedarf von $q_{TWE} = 7 \dots 13 \text{ kWh/m}^2\text{a}$ (siehe Tabelle 4-6) entspricht im Jahresmittel einem täglichen Wert von 5 bis 11 kWh pro Wohneinheit. In Summe beträgt der Anteil der TWE in der Fahrweise 60-45 SLWP gemessen am Gesamtwärmebedarf $\alpha_{TWE} = 22 \%$. Von diesen 22 % des Gesamtwärmebedarfes TWE gewährleisten die Wärmepumpen einen Anteil von $\alpha_{WP,TWE} = 47 \%$. Der Rest wird direkt über den mit Fernwärme betriebenen Vorwärmer gedeckt, $\alpha_{VW,TWE} = 53 \%$. Da die Wärmequelle ebenfalls das Fernwärmenetz ist, muss auch die über den Verdampfer übertragene Wärme der Fernwärme zugerechnet werden. Das Fernwärmenetz deckt damit über Vorwärmer (direkt) und Verdampfer (indirekt) 94 % der für die TWE benötigten Wärme. Die restlichen 6 % werden über die Enthalpieerhöhung des Kältemittels beim Verdichtungsprozess gewonnen, welcher wiederum der Elektroenergiezufuhr des Verdichters entspricht. Im Jahresdurchschnitt entspricht dies einer äußeren Arbeitszahl aller WP-Anlagen im Netz von $\varepsilon_{KWP} = 8,18$.

Die bedarfsgebundenen (früher auch verbrauchsgebundenen) Kosten des LowEx-Speicherladesystems mit Wärmepumpe erhöhen sich für diesen Wärmeanteil um die Differenz zwischen den spezifischen Elektroenergiekosten für Wärmepumpen $k_{V,WP}$ und der Fernwärme $k_{V,FW}$

$$\Delta k_{V,SLWP} = k_{V,WP} - k_{V,FW} \quad \text{Gl. 6-1}$$

Bei den Kosten der Fernwärme wird hier nur der nominale Fernwärmepreis angesetzt. Der Leistungspreis (Grundpreis) wird als unverändert angenommen. Den zusätzlichen Stromkosten von $k_{V,WP} = 25,2 \text{ ct/kWh}$ stehen damit eingesparte Wärmekosten von hier $k_{V,FW} = 7,5 \text{ ct/kWh}$ gegenüber. Es ergibt sich eine Differenz von $\Delta k_{V,SLWP} = 17,7 \text{ ct/kWh}$. In den 10 Mehrfamilienhäusern entsteht ein jahresdurchschnittlicher Elektroenergiebedarf für Nacherwärmung mittels Wärmepumpe von je $W_{WP,MFH} = 2154 \text{ kWh}$ und in den Einfamilienhäusern von jeweils $W_{WP,EFH} = 145 \text{ kWh}$.

Für die Investitionskosten für die Wärmepumpenanlage kann nach Absprache mit /Ecoon/ ein Mehraufwand von $k_I = 800 \text{ €/kW}_{th}$ angesetzt werden. In diesem ist die Wärmepumpe selbst als auch die zusätzlich zur konventionellen HAST mit TWE (SL) notwendige Regeltechnik enthalten. Der Preis entspricht aktuell üblichen Wärmepumpenpreisen im Kleinleistungsbereich von Ein- und kleineren Mehrfamilienhäusern (ohne Erschließungskosten der Wärmequelle). Der zusätzliche finanzielle Aufwand der Produktentwicklung und anfänglichen Einzelfertigung ist hierbei nicht berücksichtigt.

Nach /VDI 2067-1/ sind den Wärmepumpen zuzüglich zu Investitions- und Bedarfskosten ein Anteil Betriebskosten für Wartung und Instandhaltung von $k_B = 0,03 \cdot k_I$ anzurechnen.

Es werden die in Tabelle 6-2 aufgeführten, marktüblichen Preise verwendet.

Tabelle 6-2 Annahmen Kostenrechnung

Spezifische Investitionskosten der WP	k_I	800 €/kW _{th}
Bedarfs- (Verbrauchs-)gebundene Kosten Fernwärme	$k_{V,FW}$	7,5 ct/kW _{th}
Bedarfs- (Verbrauchs-)gebundene Kosten Wärmepumpe (Elektroenergie)	$k_{V,WP}$	25,2 ct/kW _{el}
Betriebsgebundene Kosten für Wartung und Instandhaltung	k_B	$k_I \times 0,03$
Nutzungsdauer Wärmepumpe nach /VDI 2067-1/	T_n	20 a
Kalkulatorischer Zinssatz	i	6,5 %

Zur Berechnung der jährlichen Kosten wird die Annuität der kapitalgebundenen Zahlungen im Nutzungszeitraum über

$$A_{N,K} = k_I \cdot \dot{Q}_{TWE,N} \cdot a \quad \text{Gl. 6-2}$$

bestimmt.

Der Annuitätsfaktor wird dazu berechnet aus

$$a = \frac{q^{T_N} \cdot (q - 1)}{q^{T_N} - 1} \quad \text{Gl. 6-3}$$

wobei der Zinsfaktor aus $q = 1 + i$ gebildet wird. Der preisdynamische Barwertfaktor wird nicht berücksichtigt.

Inklusive der Bedarfs- und Betriebskosten der Wärmepumpen ($\dot{Q}_{K,N} = 8 \text{ kW}$) ergeben sich entsprechend nachstehender Rechnung jährliche Mehrkosten für eine durchschnittliche LowEx-HAST eines Mehrfamilienhauses von $K_{a,MFH} = 1154 \text{ €/a}$.

$$a = \frac{1,065^{20} \cdot (1,065 - 1)}{1,065^{20} - 1} = 0,0908$$

$$A_{N,K} = 800 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \cdot 8 \text{ kW}_{\text{th}} \cdot 0,0908 = 581 \text{ €}$$

$$K_V = \Delta k_{V,LowExHAST} \cdot W_{WP,el} = \left(25,2 \frac{\text{ct}}{\text{kWh}_{\text{el}}} - 7,5 \frac{\text{ct}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \right) \cdot 2154 \text{ kWh}_{\text{el}} = 381 \text{ €}$$

$$K_B = 0,03 \cdot 800 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \cdot 8 \text{ kW}_{\text{th}} = 192 \text{ €}$$

$$K_a = A_{N,K} + K_V + K_B = 581 \text{ €} + 381 \text{ €} + 192 \text{ €} = 1154 \text{ €}$$

6 der 16 Gebäude im Netz sind Einfamilienhäuser, für welche die Investitionskosten einer 2 kW_{th} WP-Anlage angerechnet werden können. Für ein EFH ergibt sich entsprechend nachfolgender Rechnung ein jährlicher Kostenmehraufwand von $K_{a,EFH} = 219 \text{ €/a}$.

$$A_{N,K} = 800 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \cdot 2 \text{ kW}_{\text{th}} \cdot 0,0908 = 145 \text{ €}$$

$$K_V = \Delta k_{V,LowExHAST} \cdot W_{WP} = \left(25,2 \frac{\text{ct}}{\text{kWh}_{\text{el}}} - 7,5 \frac{\text{ct}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \right) \cdot 145 \text{ kWh}_{\text{el}} = 26 \text{ €}$$

$$K_B = 0,03 \cdot 800 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{\text{th}}} \cdot 2 \text{ kW}_{\text{th}} = 48 \text{ €}$$

$$K_a = A_{N,K} + K_V + K_B = 145 \text{ €} + 26 \text{ €} + 48 \text{ €} = 219 \text{ €}$$

In Summe entstehen im hier betrachteten Netz jährliche Mehrkosten von $K_{a,Ges} = 12854 \text{ €/a}$. Bezogen auf den gesamten, jährlichen Wärmebedarf des Endverbrauchers von $Q_H = 1808 \text{ MWh}$ entspricht dies spezifischen Mehrkosten der Wärmeversorgung von $0,7 \text{ ct/kWh}$ und damit 9 % des hier angesetzten Fernwärmepreises.

Mit der Fahrweise DT1 60-45 SLWP reduziert sich der Brennstoffenergiebedarf gegenüber DT1 80-65 SL um 1 % und die Wärmeeinspeisung um 4,5 %. Wird der Energiebedarf der HAST

nicht in den Bilanzkreis integriert, sondern dem Verbraucher zugerechnet, kann der Versorger mit DT1 seine Elektroenergieproduktion gegenüber der Referenzvariante um 9,6 % steigern. Die zusätzlichen Kosten für die Wärmeversorgung des Endverbrauchers mittels LowEx-Speicherladesystem belaufen sich auf 0,7 ct/kWh (bezogene Wärme). Es bleibt den Wärmeversorgungsunternehmen zu prüfen, ob sich aus dieser Kombination wirtschaftliche Vorteile für das Unternehmen als auch für die Abnehmer erzielen lassen und die Aufteilung der Kosten erfolgen muss.

6.3 Dezentrale Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen im LowEx-Netz

6.3.1 Allgemeines

Die dezentrale Kälteerzeugung mit Kompressionskälteanlage und Rückkühlung über ein lokales Rückkühlwerk kann als Standard in der Klimatisierung angesehen werden. Deshalb wird die Versorgungsvariante „80-65 SL KKM-KT“ als Referenzfall für die Bewertung der verschiedenen Möglichkeiten der Kälteerzeugung gewählt. Das Fernwärmesystem wird dabei in der konventionellen Fahrweise betrieben.

Gegenüber dieser Referenzvariante sollen entsprechend Abschnitt 3.6 und Tabelle 4-1 folgende Vergleichszenarien herausgearbeitet werden:

- Mit Fernwärme beheizte AbKM und Rückkühlung über einen lokalen Kühlturm (90 SL AbKM-KT)
- Kompressionskälteanlage mit Abwärmeeinspeisung in den Fernwärmeverlauf bei konventioneller Fahrweise (80-65 SL KKM-FW)
- Von einem Gaskessel beheizte AbKM mit Abwärmeeinspeisung in den Fernwärmeverlauf im LowEx-Netz (60-45 SLWP AbKM-FW)
- Kompressionskälteanlage mit Abwärmeeinspeisung in den Fernwärmeverlauf im LowEx-Netz (60-45 SLWP KKM-FW)

Die Ergebnisse werden getrennt für die zentralen Energiebereitstellungsanlagen Blockheizkraftwerk (BHKW) und Dampfturbine (DT1) ausgewiesen. Da sich wie auch bei der reinen Wärmeversorgung keine wesentlichen, qualitativen Unterschiede zwischen den Dampfturbinen DT1 und DT2 ergeben, werden zur besseren Überschaubarkeit nur die Ergebnisse der effizienteren DT1 präsentiert.

Die zusätzliche Differenzierung in Kältelastgang als Spitzenlast (KSL) und Kältelastgang mit Grundlastanteil (KGL) ermöglicht es, den Einfluss des Anteils der Kältelast an der Heizlast darzustellen (siehe hierzu auch Bild 4-20).

Da sich der Untersuchungsschwerpunkt der vorliegenden Arbeit auf LowEx-Systeme bezieht und um die Variantenvielfalt auf ein sinnvolles Maß zu reduzieren, wird die Niedertemperatur-Fahrweise 70-55 nicht in Kombination mit Kälteanlagen simuliert. Bezüglich TWE werden in der konventionellen Fahrweise nur das Speicherladesystem und in der LowEx-Fahrweise das Wärmepumpensystem SLWP dargestellt. Die Lastprofile der Heizungs- und TWE-Anlagen sind identisch mit den Darstellungen nach Abschnitt 6.1.1. Sie werden deshalb an dieser Stelle nicht noch einmal erläutert. Da die Kälteanlagen in den Netzworlauf mit Fernwärmetemperatur $t_{FW,VL}$ einspeisen, entstehen annähernd gleiche Netzwärmeverluste, wie sie bereits in Abschnitt 6.1.1 beschrieben wurden¹⁹. Die Wärmeverluste werden deshalb nicht noch einmal diskutiert.

¹⁹ Marginale Unterschiede ergeben sich bei veränderter Strömungsführung im Fernwärmenetz bei Abwärmeüberschuss.

6.3.2 Nutzbarkeit

Einführend soll die Darstellung der Jahresgänge Bezugsleistung \dot{Q}_H (siehe auch Bild 6-6²⁰), Abwärmeeinspeisung $\dot{Q}_{K,KA}$ und der sich im Falle eines Wärmeüberschusses ergebenden, positiven Residuallast \dot{Q}_R einen Überblick über die Gleichzeitigkeit zwischen Wärme- und Kälte (indirekt ersichtlich über die Abwärmeeinspeisung) geben.

Die Residuallast ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K,KA} - \dot{Q}_H - \dot{Q}_{H,V} - \frac{dU_{FW}}{d\tau} \quad \text{Gl. 6-4}$$

mit $dU_{FW} \dots$ Wärmespeichervermögen des Fernwärmenetzes

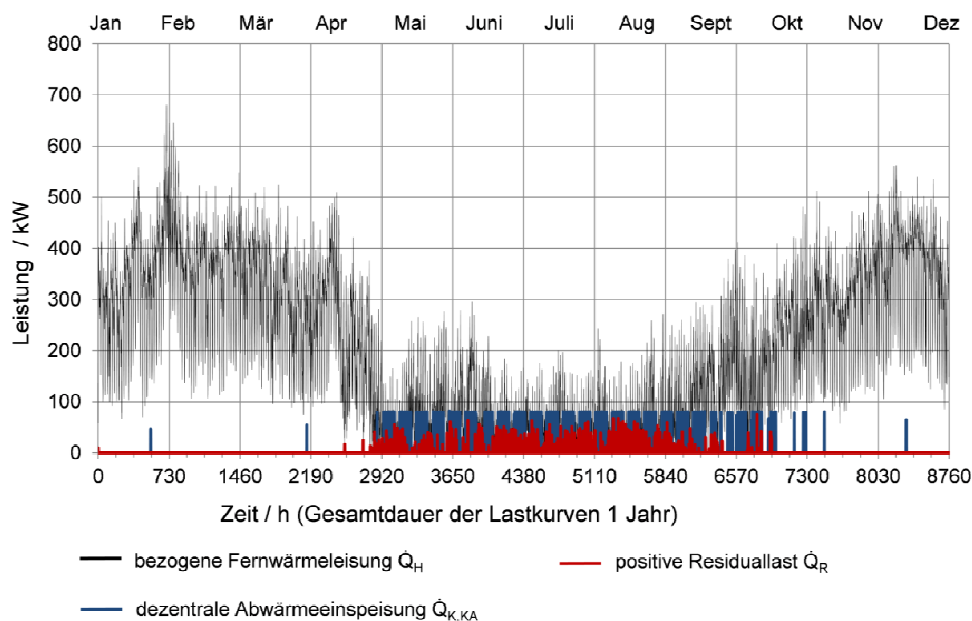


Bild 6-24 Jahresgang der Bezugsleistung \dot{Q}_H , Abwärmeeinspeisung $\dot{Q}_{K,KA}$ und die positive Residuallast \dot{Q}_R , Stundenmittelwerte, 60-45 SLWP KKM-FW KSL

Bild 6-24 zeigt die genannten Lastgänge für die LowEx-Fahrweise 60-45 SLWP KKM-FW KSL. Die Kälteanlage muss hier den Klimakältebelastgang KSL bedienen und wird deshalb bis auf wenige Ausnahmen nur zwischen Mai und Oktober aktiv. Die Abwärmeleistung $\dot{Q}_{K,KKM}$ beträgt etwa 78 kW. Anhand der roten Linie ist zu erkennen, dass in Zeiten der Abwärmeeinspeisung häufig eine positive Residuallast (Wärmeüberschuss) besteht, siehe Gl. 6-4. Die bilanzschließende Anlage führt die Überschusswärme zur Beseitigung der Residuallast aus dem Bilanzkreis ab, ohne dass sie nachträglich wieder nutzbar wäre (keine Speicherwirkung).

Enthält der Kältebedarf einen Grundlastanteil KGL wird nach Bild 6-25 ganzjährig Abwärme in das Netz eingespeist. Dennoch entsteht nur in der Sommer- und Übergangszeit von April bis Oktober eine positive Residuallast \dot{Q}_R , weil außerhalb dieser Zeit ausreichend Wärmebedarf besteht, um die Abwärme aufzunehmen.

Die Lastgänge der Absorptionskälteanlagen 60-45 SLWP AbKM-FW KSL/KGL werden nicht dargestellt, da sich außer dem Absolutwert der Abwärmeleistung $\dot{Q}_{K,AbKM} = 126 \text{ kW}$ (und damit verbunden dem Abwärmemassestrom), keine Änderungen ergeben, die einer näheren Erläuterung oder Abbildung bedürfen.

²⁰ Unterschiede in den Leistungsspitzen entstehen durch die Stundenmittelwertbildung in Bild 6-24)

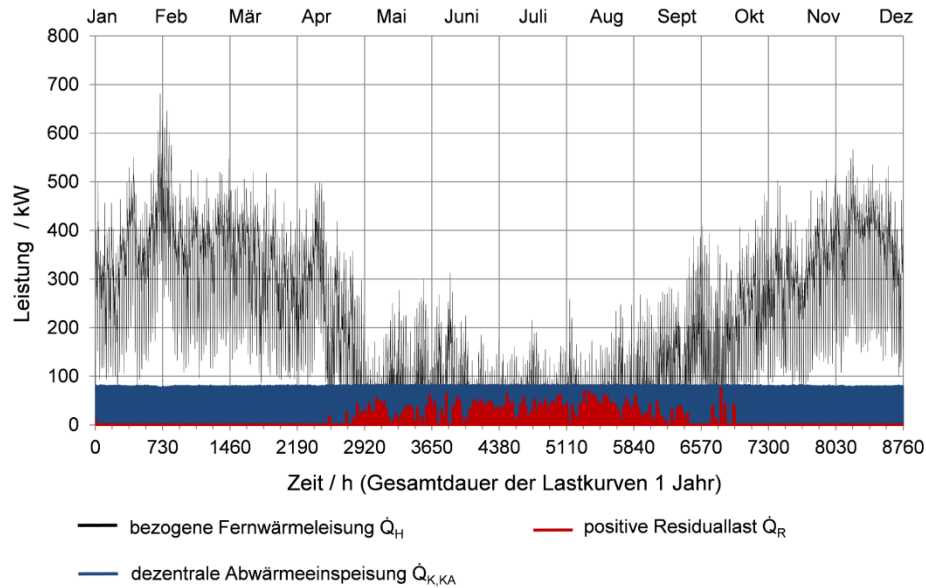


Bild 6-25 Jahresgang der Bezugsleistung \dot{Q}_H , Abwärmeeinspeisung $\dot{Q}_{K,KA}$ und positive Residuallast \dot{Q}_R , Stundenmittelwerte, 60-45 SLWP KKM-FW KGL

In Bild 6-26 wird der 1. Juli der Fahrweise 60-45 SLWP KKM-FW KGL gezeigt. Es ist ersichtlich, dass die Kälteanlage 3 x täglich in Betrieb geht (blaue Linie). Und es wird deutlich, dass die bilanzschließende Anlage (rote Linie) die Residuallast, d. h. die überschüssige Wärme, aus dem Netz erst dann abführt, wenn die zentrale Netzeinspeisung (grüne Linie) die Bedarfsleistung (schwarze Linie) überschreitet. Die zentrale Wärmeeinspeisung $\dot{Q}_{H,E}$ (grüne Linie) ist in diesen Zeiten in Anlagenstillstand. Auf Grund der Netzspeicherfähigkeit und der Zeitverzögerung durch Strömungswege erscheint die positive Residuallast (rote Linie) an den zentralen Energiebereitstellungsanlagen um einige Minuten zeitverzögert. Näheres dazu bei der Erläuterung von Bild 6-28.

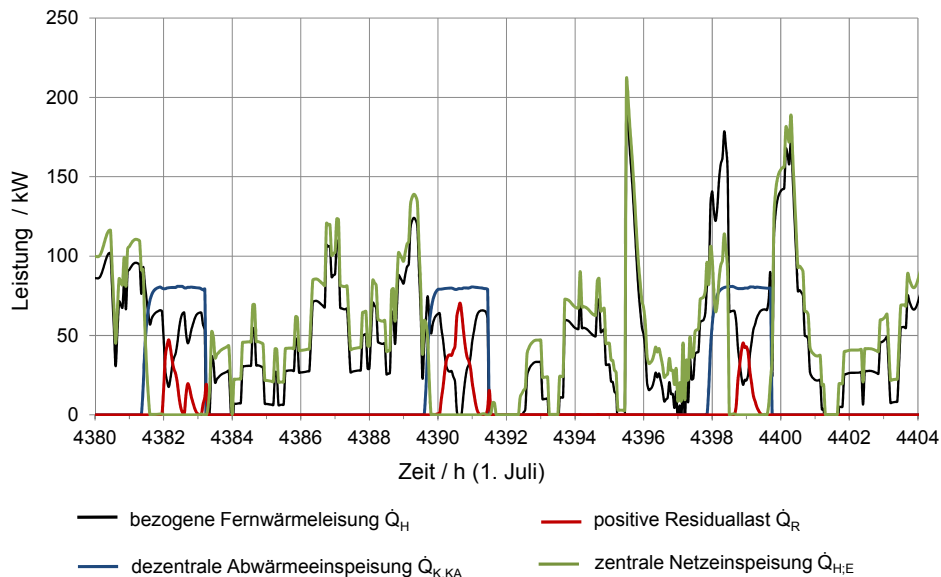


Bild 6-26 Bezugsleistung \dot{Q}_H , Abwärmeeinspeisung $\dot{Q}_{K,KA}$, positive Residuallast \dot{Q}_R und zentrale Netzeinspeisung $\dot{Q}_{H,E}$, 1. Juli, Zeitschrittweite: 3min, 60-45 SLWP KKM-FW KGL

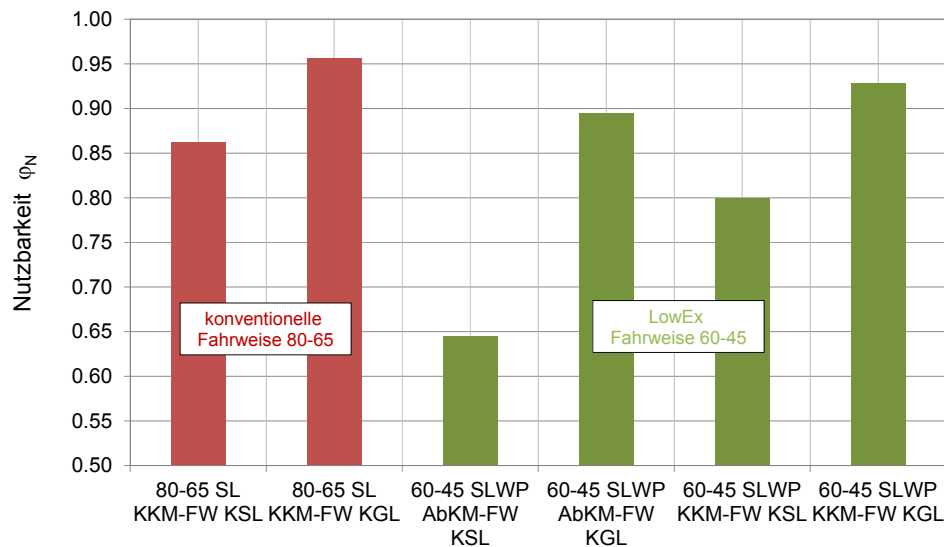


Bild 6-27 Nutzbarkeit der dezentralen Abwärmeeinspeisung

Weiterführend soll nun in Bild 6-27 eine Übersicht über die Nutzbarkeit der Abwärme φ_N aufzeigen, zu welchem Anteil (Jahressumme) die eingespeiste Abwärme für die Wärmeversorgung der jeweiligen Fahrweisen genutzt werden kann.

Den Simulationsergebnissen zufolge ist die Nutzbarkeit in allen Variantenrechnungen $\varphi_N < 1$, was bedeutet, dass in dem untersuchten LowEx-Netz in jedem Fall eine positive Residuallast \dot{Q}_R auftritt, die aus dem Bilanzkreis abgeführt wird (\dot{Q}_{KT}). Dabei werden 86|96 % (KSL|KGL) der Abwärme von KKM bei Einspeisung in das konventionell betriebene Fernwärmenetz (80-65 KKM-FW) für die Heizwärmeversorgung verwendet.

Im LowEx Betrieb (60-45 SLWP KKM-FW) beträgt der nutzbare Wärmeanteil der Kälteanlagen 80|93 % (KSL|KGL). Die etwas geringere Nutzbarkeit liegt hauptsächlich darin begründet, dass die Ladeleistung der TWE Speicher in der LowEx-Fahrweise mit SLWP größer ist als in der Konventionellen-Fahrweise und sich folglich die Speicherladezyklen der TWE verkürzen. Die zeitliche Überschneidung (Gleichzeitigkeit) zwischen Abwärmeeinspeisung und Wärmebedarf sinkt. Da der Unterschied auf die Charakteristik der Speicherladesysteme zurückzuführen ist, kann nicht Generalisiert werden, dass niedrige Netztemperaturen, eine schlechtere Ausnutzung der eingespeisten Wärme bewirken.

Die Jahresarbeitszahl der KKM in LowEx Fahrweise fällt mit etwa $COP = 2,7$ (KKW-FW) höher aus als mit 80-65 und $COP = 1,9$ (KKW-FW). Der Abwärmeanteil der KKM $\dot{Q}_{K, KKM}$ bezogen auf die Gesamteinspeisung $\dot{Q}_{H, E}$ des zentralen Energieerzeugers beträgt $\dot{Q}_{K, KKM} / \dot{Q}_{H, E} = 3 \%$ (KSL) und kann im Grundlastbetrieb (KGL) auf $\dot{Q}_{K, KKM} / \dot{Q}_{H, E} = 10 \%$ gesteigert werden. Die 3 % Abwärme (KSL) können also zu 80 % genutzt werden und die 10 % Abwärme (KGL) zu 93 %.

Die AbKM speisen auf Grund der abzuführenden Desorberwärme mit deutlich höherer Leistung ($\dot{Q}_{K, AbKM} = 126 \text{ kW}$) in das Fernwärmenetz ein, als die KKM ($\dot{Q}_{K, KKM} = 78 \text{ kW}$). Bei gleicher Kühlwasserspreizung von $\Delta T_K = 5 \text{ K}$ wird mit AbKM ein größerer Nenn-Kühlwassermassestrom durch den Kondensator gefördert. Bei gegebener Gleichzeitigkeit kann deshalb von dem größeren Abwärmeangebot nur ein geringerer Anteil für die Wärmeversorgung verwendet werden. Nach Bild 6-27 sinkt die erreichbare Nutzbarkeit mit 60-45 SLWP-AbKM-FW auf 64|89 % (KSL|KGL).

In dieser Arbeit wird die bilanzschließende Größe zur Eliminierung der positiven Residuallast als ein zentrales Rückkühlwerk ausgeführt. Ein durch dezentrale Abwärmeeinspeisung entstehender „Wärmeüberschuss“ wird im ersten Schritt an definierter Stelle im Netz über einen Bypass in den Rücklauf verschoben und damit das Fernwärmenetz direkt als thermischer Speicher verwendet. Dieser Bypass wird an den zentralen Energiebereitstellungsanlagen, vorgelagert zur Netzpumpe,

positioniert. Er wird dann aktiviert, wenn der Massestrom der dezentralen Einspeiser den Bedarfsmassestrom aller Abnehmer übersteigt. Die zentrale Pumpe geht in diesem Fall in Stillstand und die dezentralen Pumpen übernehmen die gesamte Massestromförderung.

Bild 6-28 verdeutlicht die diskutierte Speicherung der positiven Residuallast im Netzzücklauf, wodurch im Bypassbetrieb eine Massestromumkehr entsteht (siehe auch Bild 4-16). In Fließrichtung mischt sich das erwärmte Rücklaufwasser zunehmend mit dem kühleren Rücklauf der Abnehmer. Die Rücklauftemperatur an der AbKM (Kondensatoreintrittstemperatur) steigt stetig an. Überschreitet die Differenz am Absorber zwischen Rücklauf und Soll-Vorlauftemperatur den Auslegungswert ΔT_K , entsteht im Extremfall eine Vorlaufanhebung. Die Temperaturfront mit $t_{AbKM,K,VL} > t_{FW,VL,soll}$ gelangt zeitverzögert zum Bypass vor der zentralen Einspeisestelle, woraufhin der Kühlturbetrieb, der nun $t_{FW,RL}$ auf $t_{FW,VL,soll}$ abkühlt, beginnt. Da der Absorber für größere Kondensatormasseströme $\dot{m}_{AbKM,K}$ und Heizleistung ausgelegt ist als die KKM, ist auch die Überhitzung und damit die abgeführte Wärme Q_{KT} größer und φ_N sinkt nach Bild 6-27 bei gleicher Fahrweise.

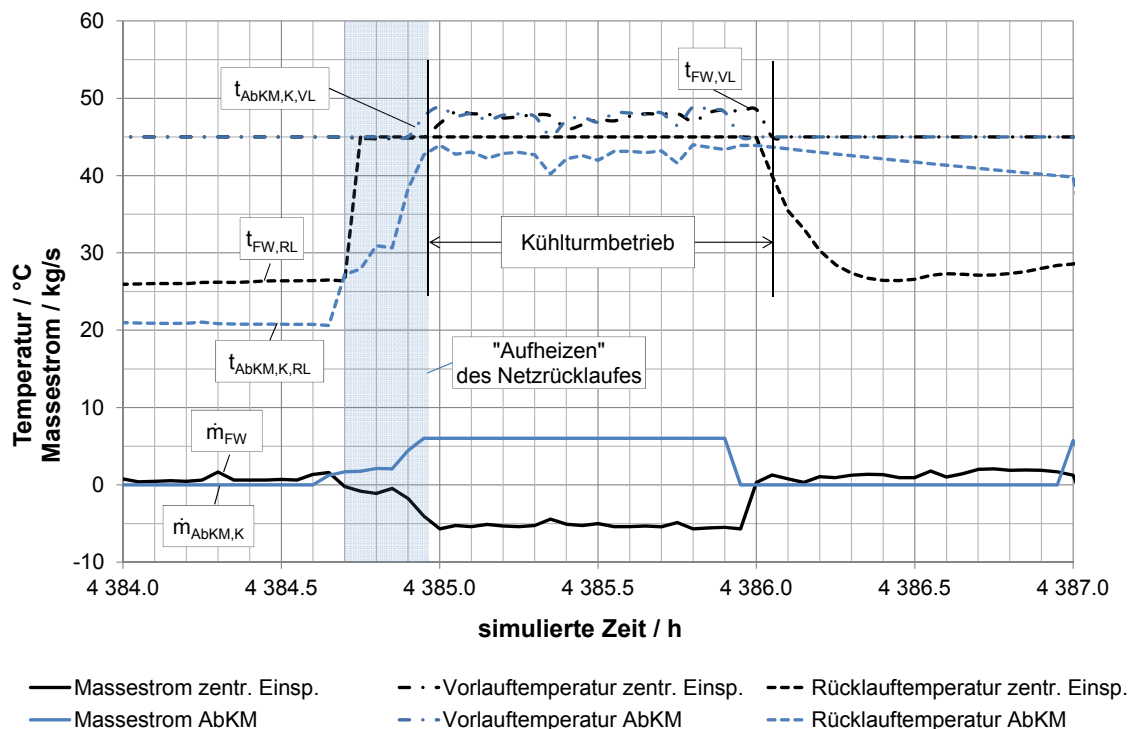


Bild 6-28 Aufheizen des Rücklaufes durch dezentrale Wärmeeinspeisung am Beispiel 60-45 SLWP AbKM-FW, Zeitschrittweite: 3min

In ausgedehnten Fernwärmenetzen kann erwartet werden, dass auch in Schwachlastzeiten ausreichend Wärmebedarf besteht, um $\varphi_N = 1$ zu erreichen. Unter dieser Bedingung ist eine Rücklaufeinspeisung denkbar, die zu besseren Leistungszahlen der KA führt und es muss keine bilanzausgleichende Anlage installiert werden. Dieser Fall wurde vom Autor an einem Bestandsnetz (Sekundärnetz) untersucht und die Ergebnisse werden zusammengefasst in Abschnitt 6.5 aufgeführt.

Auch die Lage der KA im Netz beeinflusst die Nutzbarkeit. Im hier gerechneten Fall sind die KA sehr nahe am zentralen Erzeuger lokalisiert, sodass für die Netzspeicherung durch Rücklaufaufheizung nach Bild 6-28 etwa 15 min Zeit bestehen. Die Abnehmer liegen, aus Sicht der zentralen Energiebereitstellungsanlagen, hinter der dezentralen Einspeisestelle. Sie partizipieren dadurch von der dezentralen Wärmeeinspeisung, ohne das hydraulische Probleme durch Strömungsrichtungsumkehr zu erwarten sind. Je größer andererseits die räumliche Distanz zwischen dezentralem Einspeiser und bilanzschließender Anlage, desto mehr Wärmekapazität steht der thermischen Netzspeicherung zur Verfügung. Um dies zu verdeutlichen, wurden die

Fahrweisen 60-45 SLWP AbKM-FW und 60-45 SLWP KKM-FW ergänzend mit der Kälteanlage am Netze (Abnehmer Nr. 7 nach Bild 4-4) simuliert. Die Ergebnisse zeigen eine Steigerung der Nutzbarkeit um durchschnittlich zehn Prozentpunkte. Die Varianten mit Gundlastanteil Kälte (KGL) erreichen damit $\varphi_N = 0,98$.

6.3.3 Energetische Bilanzierung

Mit Blick auf die Wärmeeinspeisung der Erzeuger dezentrale Kälteanlage, HAST (Nacherwärmung), Heizwerk und KWK-Anlage in Bild 6-29 und Bild 6-30, kann erneut trivial festgestellt werden, dass die Gesamtwärmeeinspeisung $Q_{H,E}$ mit den Netztemperaturen korreliert. Entsprechend der hohen Netzwärmeverluste weist die Fahrweise 90-AbKM die größte und die LowEx-Fahrweise die geringste Netzeinspeisung auf (in allen Varianten besteht die gleiche Versorgungsaufgabe, d. h. gleicher Nutzenergiebedarf).

In der Referenzvariante 80-65 SL KKM-KT werden die gleichen KWK-Deckungsgrade $\alpha_{KWK} = 78|77\%$ (BHKW|DT1) erreicht, wie auch bei der reinen Wärmeversorgung (Bild 6-9 und Bild 6-10), da sich an den wärmeseitigen Bedingungen im Netz nichts ändert. In den LowEx-Fahrweise ändert sich erst dann etwas an den Deckungsgraden der KWK im Vergleich zur reinen Wärmeversorgung, wenn der Kältelastgang KGL verwendet wird. In Spitzenlastzeiten kann dann mit KGL das Heizwerk geringfügig entlastet werden und α_{KWK} steigt. Die absolute Wärmeerzeugung $Q_{H,E,KWK}$ bleibt in beiden Varianten KSL und KGL annähernd konstant (1490 kWh). Die KWK-Anlagen erreichen in Summe in den LowEx-Varianten mit KSL $\alpha_{KWK} = 79|78\%$ (BHKW|DT1) und mit Grundlastanteil KGL $\alpha_{KWK} = 83|81\%$ (BHKW|DT1). In der reinen Wärmeversorgung (ohne Kälte) beträgt $\alpha_{KWK} = 80|78\%$ (BHKW|DT1).

Die Kälteanlage (Q_K) erbringt mit KSL einen geringen Anteil von etwa 3 % der Wärmeversorgung und mit KGL 10 % (KKM-FW) bis 14 % (AbKM-FW). Der Anteil an dezentraler Nacherwärmung ($Q_{H,NH,HAST}$), die nicht durch Fernwärme gedeckt wird (also die Enthalpieerhöhung des Kältemittels durch den Verdichter) beträgt weniger als 1 %.

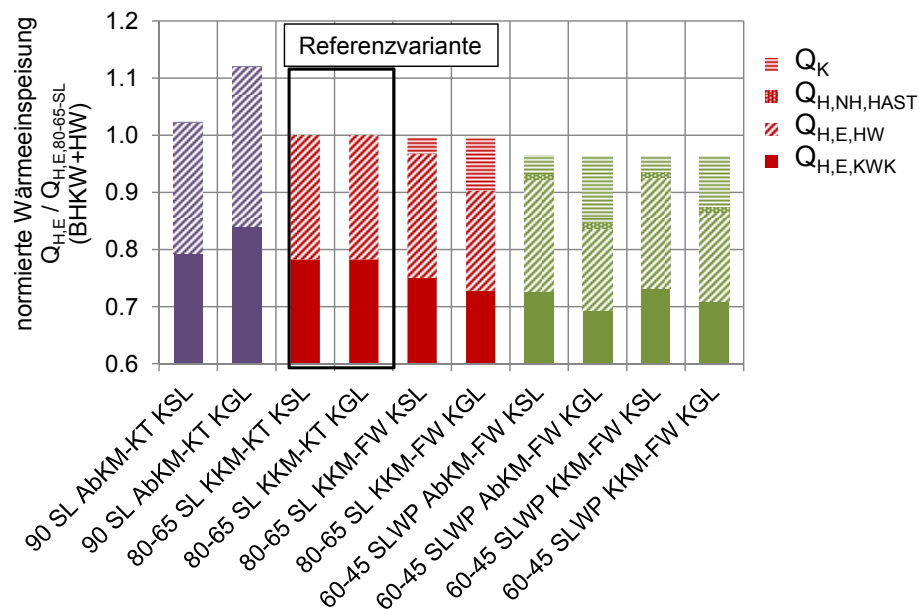


Bild 6-29 Wärmeerzeugung mit BHKW+HW bezogen auf 80-65 SL KKM-KT

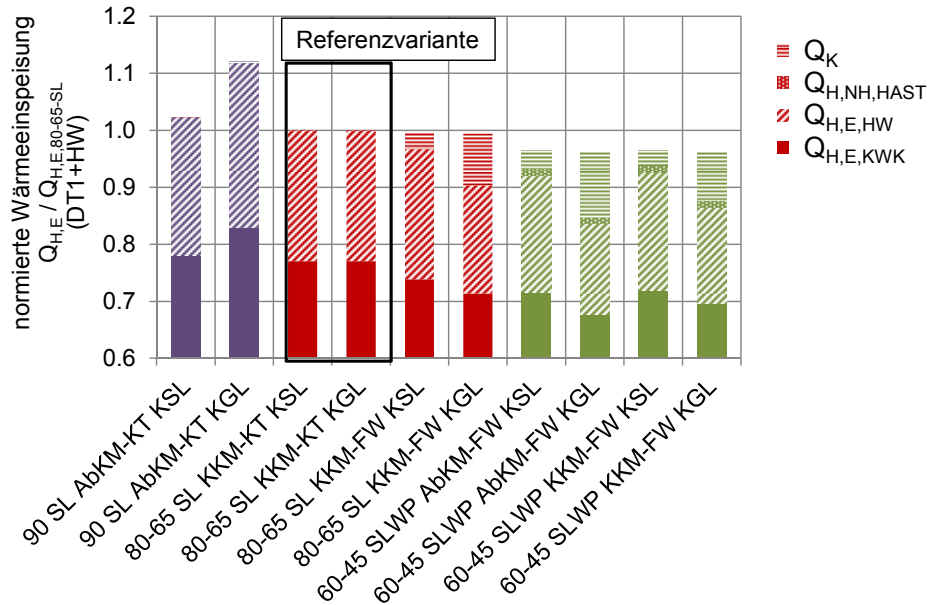


Bild 6-30 Wärmeeinspeisung mit DT1+HW bezogen auf 80-65 SL KKM-KT

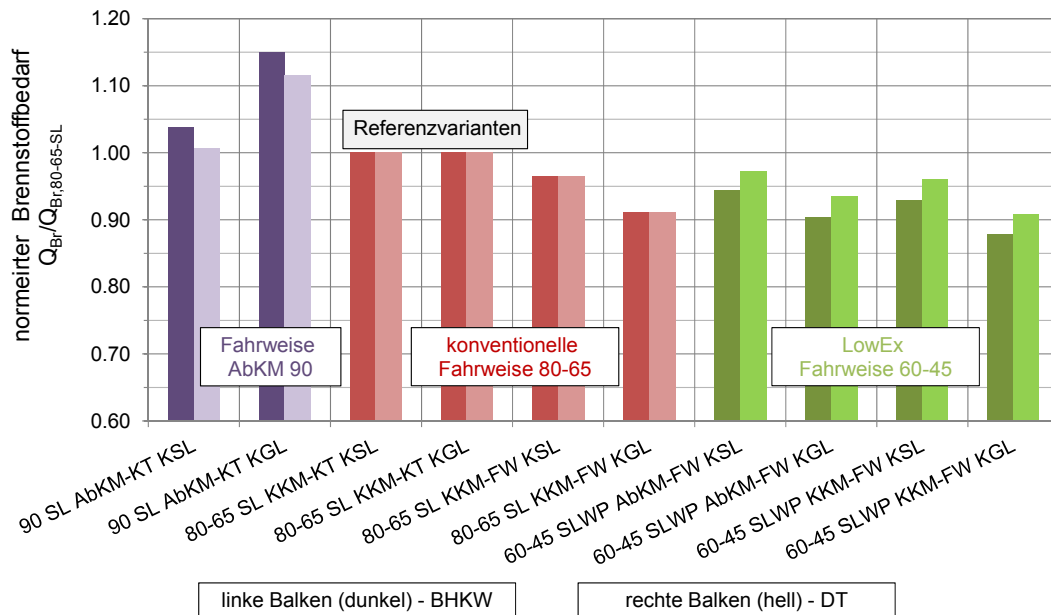


Bild 6-31 Brennstoffbedarf der Wärme- und Kälteversorgung bezogen auf 80-65 SL KKM-KT

Der Brennstoffbedarf der Erzeugungsanlagen bezogen auf die Referenzvarianten 80-65 SL KKM-KT ist in Bild 6-31 aufgeführt. Er zeigt die gleichen Verhältnisse der zuvor diskutierten Wärmeeinspeisung nach Bild 6-29 und Bild 6-30.

Da das Verhältnis zwischen Kältebedarfes Q_0 und Gesamtwärmebedarf Q_H gerade 2,3|6,1 % (KSL|KGL) beträgt, ist bei den mit Fernwärme beheizten AbKM eine Erhöhung des Wärmeabsatzes erst mit KGL feststellbar. Die Wärmeauskopplung kann hier um 12 % gesteigert werden. Der normierte Brennstoffbedarf steigt ebenfalls erst mit KGL gegenüber den Vergleichszenarien um 15|12 % (BHKW|DT1). Dabei tritt die größte Kältelast in sommerlichen Schwachlastzeiten der Heizwärmeversorgung auf, sodass beide Lastgänge einander ergänzen und zu einer kontinuierlicheren Auslastung der KWK-Anlagen führen.

In der LowEx-Fahrweise 60-45 sinken die Netzwärmeverluste gegenüber der Referenzvariante von 11 % auf 8 %. Gleichzeitig steigt das nutzbare Enthalpiegefälle im Dampfkraftprozess. Bei der

reinen Wärmeversorgung war daher nach Bild 6-18 größerer Brennstoffbedarf mit DT zu erkennen, als mit BHKW.

Wird die AbKM mit Dampferzeugern lokal beheizt und die Abwärme in das LowEx-Netz 60-45 SLWP AbKM-FW eingespeist, substituiert dies einen Teil der notwendigen Wärmeerzeugung. Gegenüber der dezentralen Rückkühlung ist eine Verschlechterung des Wärmeverhältnisses auf Grund der höheren Kondensationstemperaturen von $\zeta = 0,83$ (90 SL AbKM-KT) auf $\zeta = 0,73$ (60-45 KKM-FW) festzustellen. Demzufolge werden etwa 28 % mehr Abwärme erzeugt und an das FW-Netz abgeführt. Da mehr Abwärme eingespeist wird, als Heizwärmebedarf für den Desorber besteht, wird eine Reduktion des Gesamtbrennstoffbedarfes aller Wärmeerzeuger erreicht. Mit den BHKW (in 60-45 SLWP AbKM-FW) ergibt sich eine auf die Referenzvariante bezogene Brennstoffeinsparung von 6|10 % (KSL|KGL). Bei DT1 fällt diese auf Grund der erhöhten Elektroenergieerzeugung geringer aus. Es kann eine Reduktion um 3|6 % (KSL|KGL) festgestellt werden.

Mit 60-45 SLWP KKM-FW ist mit BHKW eine Einsparung des normierten Brennstoffbedarfes von 7|12 % (KSL|KGL) zu verzeichnen. Die Dampfturbine DT1 bewirkt hier eine Minderung um 4|9 % (KSL|KGL). Dies ist besonders interessant mit Rückblick auf den Brennstoffbedarf nach Bild 6-18, in dem gerade eine Brennstoffeinsparung von 2 % mit LowEx SLWP erlangt werden konnte. Alle Werte darüber hinaus, sind nicht auf die Fahrweise sondern auf die dezentrale Wärmeeinspeisung zurückzuführen.

Bei Abwärmeeinspeisung in konventioneller Fahrweise (80-65 SL KKM-FW) ergeben sich keine Unterschiede im normierten Brennstoffbedarf zwischen den Erzeugern BHKW und DT1, da in allen Fällen gleiche Netztemperaturen vorliegen. Es kann jedoch festgestellt werden, dass Brennstoffeinsparungen gegenüber der dezentralen Rückkühlung mit Kühlturm erreicht werden, die in der Größenordnung der LowEx-Fahrweise liegen. Die in 80-65 im Vergleich zu LowEx 60-45 höhere Abwärmeeinspeisung der KA auf Grund schlechterer COP, gleichen die höheren Wärmeverluste bei hohen Netztemperaturen wieder aus.

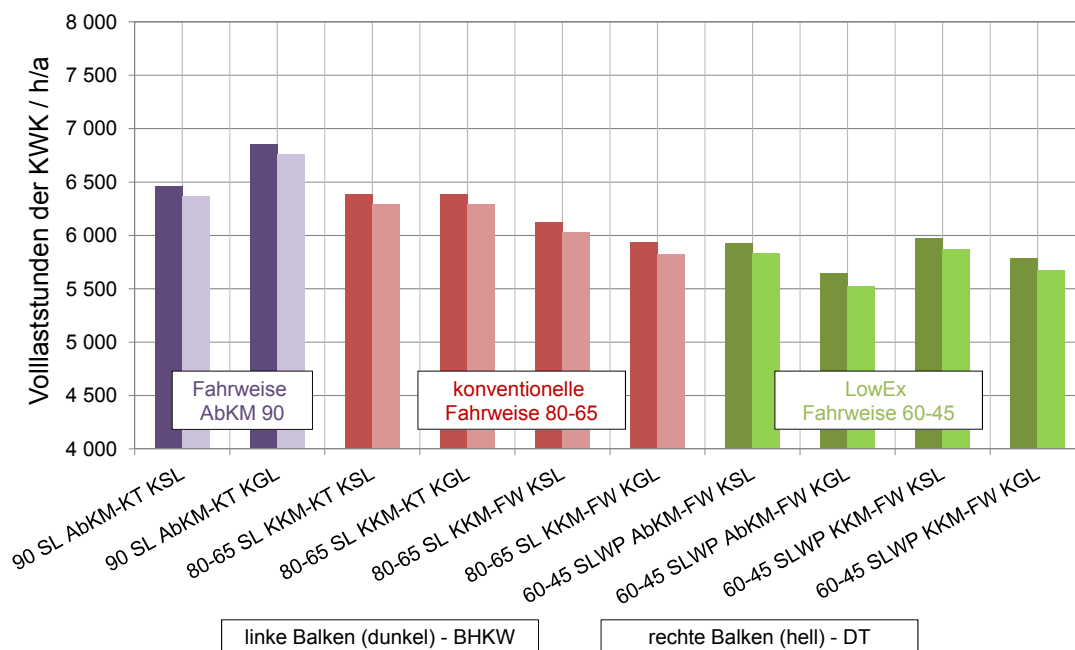


Bild 6-32 Volllaststunden der KWK-Anlagen im KWKK-Verbund

Die beschriebenen Auswirkungen auf den Brennstoffbedarf zeigen sich auch in der Darstellung der Volllaststunden der KWK-Anlagen nach Bild 6-32. Der steigende Wärmebedarf durch Betrieb von AbKM in 90 SL AbKM-KT ermöglicht bis zu 82|477 Stunden (KSL|KGL) zusätzlicher Betriebszeit gegenüber der konventionellen Fahrweise 80-65 SL KKM-KT.

In der LowEx Fahrweise reduziert sich die Anzahl der Volllaststunden auf Grund der verringerten Netzwärmeverluste und der Abwärmeeinspeisung hingegen um 415 (KKM-FW KSL) bis 765 (AbKM-FW KGL) Stunden. Die Differenz zwischen 90 AbKM und 60-45 SLWP beträgt im Extremfall 1068 Volllaststunden mit BHKW und 1091 Stunden mit DT1!

In Bild 6-32 wird zudem deutlich, dass innerhalb des LowEx-Netzes die gegenüber KKM erhöhte Abwärmeeinspeisung der AbKM keine Vorteile für die zentralen Erzeugungseinheiten bieten. Erst bei größerer Gleichzeitigkeit oder durch Erweiterung der Speichermöglichkeiten könnte auch Nutzbarkeit der Abwärmeeinspeisung erhöht werden.

Die Netto-Elektroenergieerzeugung nach Bild 6-33 und Bild 6-34 verdeutlicht weiterhin den Einfluss der Netztemperatur auf die Energiebereitstellungsanlagen. Dargestellt werden die Summe des Energieaufwandes der Kälteanlage und der dezentralen Rückkühleinheit $W_{H,KA+KT}$, der Hilfsenergieaufwand der HAST $W_{H,HAST}$ inkl. Wärmepumpennacherwärmung und Pumparbeit für die dezentrale Wärmeeinspeisung, sowie die elektrische Arbeit der Netzumwälzpumpe $W_{H,FW}$. Aus der Summe aller Hilfsenergien zzgl. der eingespeisten Elektroenergie W_{HKW} ergibt sich die an der Kraftwerksgrenze bereitgestellte Netto-Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,netto}$.

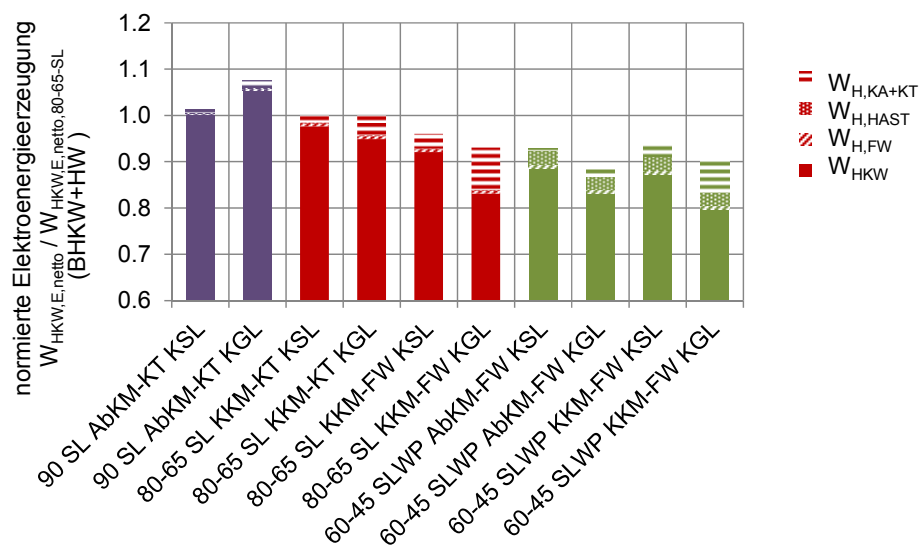


Bild 6-33 Elektroenergieerzeugung mit BHKW bezogen auf 80-65 SL KKM-KT:

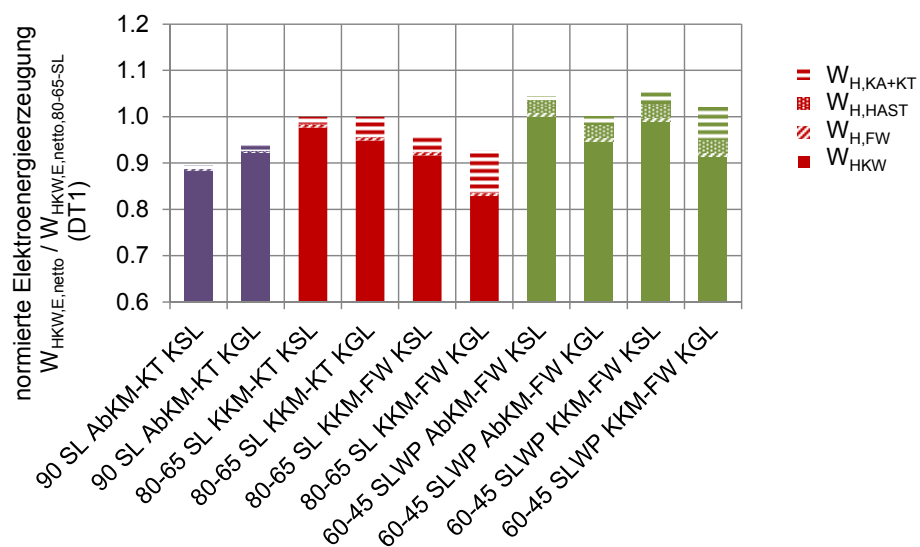


Bild 6-34 Elektroenergieerzeugung mit DT1 bezogen auf 80-65 SL KKM-KT

Die Absorber in 90 SL AbKM-KT führen mit BHKW auf Grund der längeren Laufzeiten zu einer geringfügigen Steigerung von W_{HKW} gegenüber der Referenzvariante. Für die Dampfturbine hingegen wirken sich die hohen Netzvorlaufttemperaturen sehr effizienzsenkend aus und es entsteht gegenüber der Referenzvariante eine Verringerung der Stromproduktion um 10|3 % (KSL|KGL). Die zusätzliche Wärmeauskopplung durch den Betrieb der AbKM geht folglich mit einem erhöhten Brennstoffbedarf einher, nicht immer aber mit einer Steigerung der Netto-Elektroenergieerzeugung $W_{HKW,E,netto}$ (siehe Wirkungsgradverlauf der Erzeuger Bild 3-7, Bild 3-9). Besonders sinnvoll erscheint der Absorberbetrieb dann, wenn die hohen Netztemperaturen keinen nachteiligen Einfluss auf die Effizienz der HKW besitzen. Werden die Simulationsergebnisse der eingespeisten Energie W_{HKW} zwischen 90 SL AbKM-KT KGL und 60-45 SLWP KKM-FW KGL verglichen, ergibt sich mit BHKW ein Mehrertrag für AbKM von 29 % inklusive aller Hilfsenergien. Mit DT1 wird hingegen 3 % weniger Elektroenergie W_{HKW} eingespeist.

Auch bei der LowEx Fahrweise 60-45 SLWP spiegeln die BHKW die zuvor gemachten Aussagen über die Volllaststunden und damit verbunden den Brennstoffenergiebedarf. Der sinkende Erzeugerbedarf (zentral) bei dezentraler Abwärmeeinspeisung führt zu einer Verringerung der gekoppelten Stromerzeugung. Gleichzeitig muss der Elektroenergiebedarf zur dezentralen Nacherwärmung mittels KWP aufgewendet werden. Er beträgt durchschnittlich 3,2 % der Nett-Stromerzeugung $W_{HKW,E,netto}$ und steigt unter Berücksichtigung der Pumparbeit für die dezentrale Netzeinspeisung auf etwa 3,8 %. Die Jahresarbeitszahl der Kälteanlage verschlechtert sich auf Grund der höheren Kondensationstemperaturen von $COP = 4,7$ (KKM-KT) im Referenzfall (Kühlturm) auf $COP = 2,7$ (KKM-FW) mit LowEx, sodass auch mehr Elektroenergie für den Verdichterantrieb benötigt wird. In LowEx mit KGL beträgt der Anteil immerhin 9 % der Stromerzeugung $W_{HKW,E,netto}$.

Bei 60-45 SLWP KKM-FW sinkt W_{HKW} mit BHKW deshalb gegenüber der Vergleichsvariante um 12|16 % (KSL|KGL). Wird die Wärmeerzeugung durch die Dampfturbine realisiert, kann mit KSL 1 % mehr Elektroenergie eingespeist werden. Mit KGL hingegen entsteht eine Verringerung von W_{HKW} um 4 %.

Mit Blick auf die Ergebnisse in 60-45 SLWP AbKM-FW zeigt sich erneut der begrenzende Einfluss der Gleichzeitigkeit zwischen Wärmebedarf und dezentraler Abwärmeeinspeisung. Mit AbKM-FW können deshalb kaum größere Erträge $W_{HKW,E,netto}$ produziert werden als mit KKM-FW.

Die LowEx-Fahrweise wirkt sich den Ergebnissen zu Folge günstig auf Dampfturbinenanlagen aus, nachteilig hingegen auf die Netto-Elektroenergieerzeugung mit BHKW. Bei beiden Energiebereitstellungsanlagen kann festgestellt werden, dass die Verdrängung der KWK-Wärme zur Minderung des Brennstoffbedarfes aber auch der Elektroenergieerzeugung der KWK-Anlagen führt.

Die Abwärmeeinspeisung von Kompressionskälteanlagen in das konventionelle Fernwärmesystem 80-65 SL-KKM-FW stellt sich besonders dann ineffizient gegenüber der Referenz dar, wenn ein hoher Abwärmeanteil (KGL) in das Netz eingetragen wird. Die Jahresarbeitszahlen der Kälteanlagen erreichen dann auf Grund der hohen Kondensationstemperaturen nur sehr geringe Werte von $COP = 1,9$.

In nachfolgendem Bild 6-35 wird der Wasserbedarf der Rückkühlung diskutiert. Die vorangehenden Ergebnisse verdeutlichen die steigende Auslastung der KWK-Anlagen bei der Nutzung von AbKM (90 SL AbKM-KT) und die damit verbundene Steigerung der Elektroenergie- und Wärmeproduktion. Ein wesentlicher Nachteil der AbKM gegenüber KKM besteht in dem um etwa 50 % größeren Bedarf an Kühlwasser (gleiche Kondensationstemperaturen). Wird die Abwärme in das FW-Netz eingespeist, kann bei hoher Nutzbarkeit ein Großteil des Wärmebedarfes substituiert und damit der Rückkühlbedarf reduziert werden.

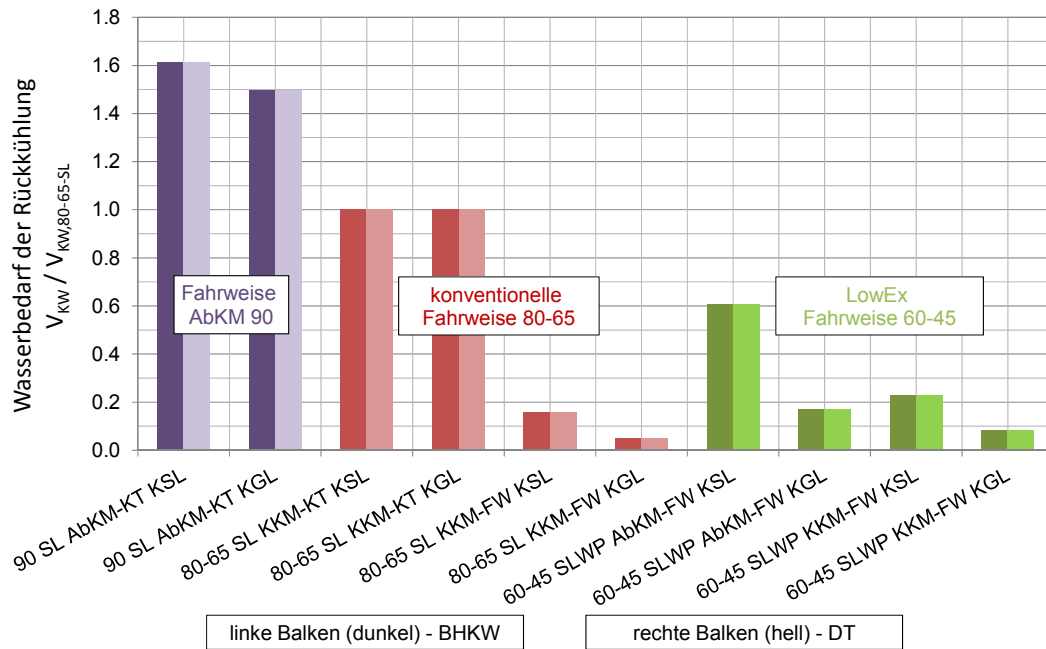


Bild 6-35 Wasserbedarf der Rückkühlung bezogen auf 80-65 SL KKM-KT

Die Angaben zum Wasserbedarf bei dezentraler Einspeisung entsprechen den umgekehrten Verhältnissen der Nutzbarkeit nach Bild 6-27. Der geringste Wasserbedarf entsteht demnach bei größter Nutzbarkeit, was in diesem Fall die Variante 80-65 SL KKM-FW KGL ist. Den größten Wasserbedarf unter den Varianten der Netzeinspeisung weist der Absorber mit KSL im LowEx-Netz auf, da die Abwärme mit hoher Leistung bei geringen Wirkungsgraden erzeugt wird und bei geringer Gleichzeitigkeit zum Heizwärmebedarf ein hoher Rückkühlaufwand entsteht.

Im Hinblick auf den Kühlwasserbedarf ist die Abwärmeeinspeisung der dezentralen Rückkühlung deutlich zu bevorzugen. Mit dem in dieser Netzkonfiguration auftretenden Verhältnis und Gleichzeitigkeit von Heiz- und Kältelast entsteht in jeder Variante der Abwärmeeinspeisung eine positive Residuallast, die bilanziell ausgeglichen werden muss. Der Ausgleich kann mit thermischen Speichern oder wie hier mit Rückkühlwerken realisiert werden. Für den Kälteanlagenbetreiber ist mit der Abwärmeeinspeisung in jedem Fall die Investitionssparnis des Rückkühlwerkes und bedarfsgebundener Kosten (Elektroenergie, ggf. Verdunstungswasser und Chemikalien) verbunden.

6.3.4 Primärenergetische Bewertung

Der Primärenergiefaktor des Wärme- und Kälteversorgungssystems ermöglicht eine gesamtsystemische Bewertung unter Einbeziehung des Brennstoffenergieaufwandes, der Wärme- und Elektroenergieerzeugung sowie der erzeugten Kälteenergie. Um die Hilfsenergien, die zur Nutzwärmebereitstellung erforderlich sind zu integrieren²¹, wird die Bilanzgrenze entgegen der DIN V 18599 in das Gebäude hinein verlagert. Auch der Kältebedarf wird in $f_{P,WV,KV}$ als „Nutzen“ mitbilanziert (Definition siehe Abschnitt 2.3).

²¹ Verteilverluste innerhalb des Gebäudes werden allerdings nicht berücksichtigt.

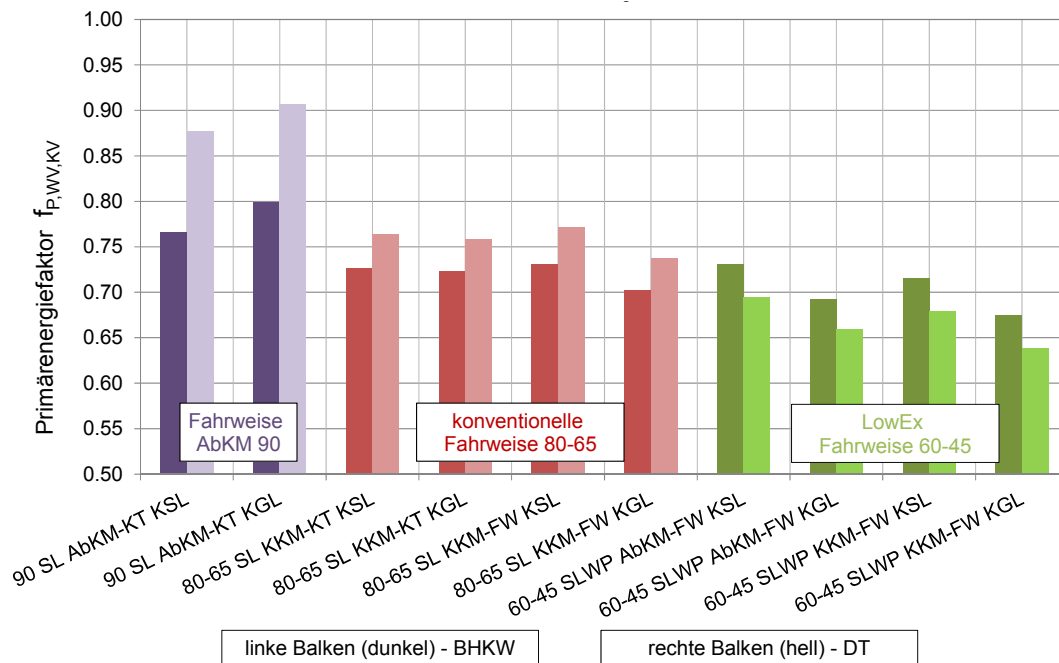


Bild 6-36 Primärenergiefaktoren der Wärme- und Kälteversorgung

Nach Bild 6-36 weisen die Systeme mit BHKW relativ geringe Unterschiede zwischen den Primärenergiefaktoren von $f_{P,WV,KV} = 0,80-0,67$ auf, weil sich die Erzeugungswirkungsgrade nur wenig verändern. Trotz des hohen Hilfsenergiebedarfes der LowEx-Varianten für Nacherwärmung, erreichen diese zumindest mit Grundlastanteil KGL die niedrigsten Primärenergiefaktoren. Dies ist hauptsächlich auf die hohe Abwärmenutzbarkeit bei gleichzeitig geringen Netzwärmeverlusten zurückzuführen. Obwohl die Nutzbarkeit der Variante 80-65 SL KKM-FW KGL den größten Wert erreicht, schneidet $f_{P,WV,KV}$ hier schlechter ab, als im LowEx-Netz, da die schlechten COP der Kälteanlage den Netto-Elektroenergieertrag dezimieren.

90 AbKM-KT stellt sich als primärenergetisch schlechteste Variante heraus, weil die Abwärme nicht genutzt werden kann und stattdessen hohe Netztemperaturen gehalten werden müssen. In der Versorgung durch BHKW bewirkt der Ausbau der Kälteversorgung mit KGL eine tendenziell eher schlechtere primärenergetische Bewertung.

Bei der Dampfturbine verschlechtert sich der Primärenergiefaktor von $f_{P,WV,KV} = 0,76$ im Referenzfall 80-65-SL-KKM-KT auf etwa $f_{P,WV,KV,KSL} = 0,88|0,91$ (KSL|KGL) mit 90 SL AbKM-KT. Aus primärenergetischer Sicht führen die hohen Netztemperaturen auch hier zu einer Verschlechterung des Gesamtsystems, obwohl die Wärmeauskopplung und damit auch die Elektroenergieerzeugung steigt. Verantwortlich hierfür sind die um 20 % größeren Jahreswärmeverluste (absolut in kWh) und die temperaturbedingt schlechtere energetische Effizienz der DT1. Die negative primärenergetische Bewertung steht demnach im Kontrast zu den positiven Auswirkungen hinsichtlich steigender Volllaststunden der KWK und steigender Wärme- und Elektroenergieproduktion bei der Kälteerzeugung mit Fernwärme betriebenen AbKM. Es wird im Einzelnen an den konkreten Versorgungsstrukturen zu prüfen sein, in wie weit sich Vor- und Nachteile aus dieser Konstellation ergeben und wie diese zu bewerten sind.

Das Gegenteil ist im LowEx System zu beobachten. Hier zeigen sich mit DT1 deutliche Verbesserungen von $f_{P,WV,KV} = 0,69|0,66$ (AbKM-FW KSL|KGL) und $f_{P,WV} = 0,68|0,64$ (KKM-FW KSL|KGL). Die Steigerung der Erzeugerwirkungsgrade wirkt sich insgesamt positiv aus und die Ergebnisse der reinen Wärmeversorgung nach Abschnitt 6.1.3 werden noch um die Einspareffekte der Abwärmenutzung verstärkt. Der Unterschied zwischen AbKM-FW und KKM-FW ist hier wiederum auf die bessere Nutzbarkeit der Abwärme mit KKM-FW zurückzuführen und das

obwohl die KKM den etwa 5 fachen Elektroenergiebedarf der AbKM aufweist. Dass die Nutzbarkeit der Abwärme φ_N einen entscheidenden Einfluss auf die primärenergetische Bewertung des Systems besitzt, kann auch daraus geschlussfolgert werden, dass mit KGL durchgängig bessere Ergebnisse entstehen als mit KSL.

Es kann demnach abgeleitet werden, dass sich die zunehmende, dezentrale Abwärmeeinspeisung positiv auf die primärenergetische Bewertung des Gesamtsystems auswirkt. Eine Grenzwertbetrachtung wurde hier jedoch nicht durchgeführt.

6.3.5 Vergleich der KWK gegenüber getrennter Erzeugung

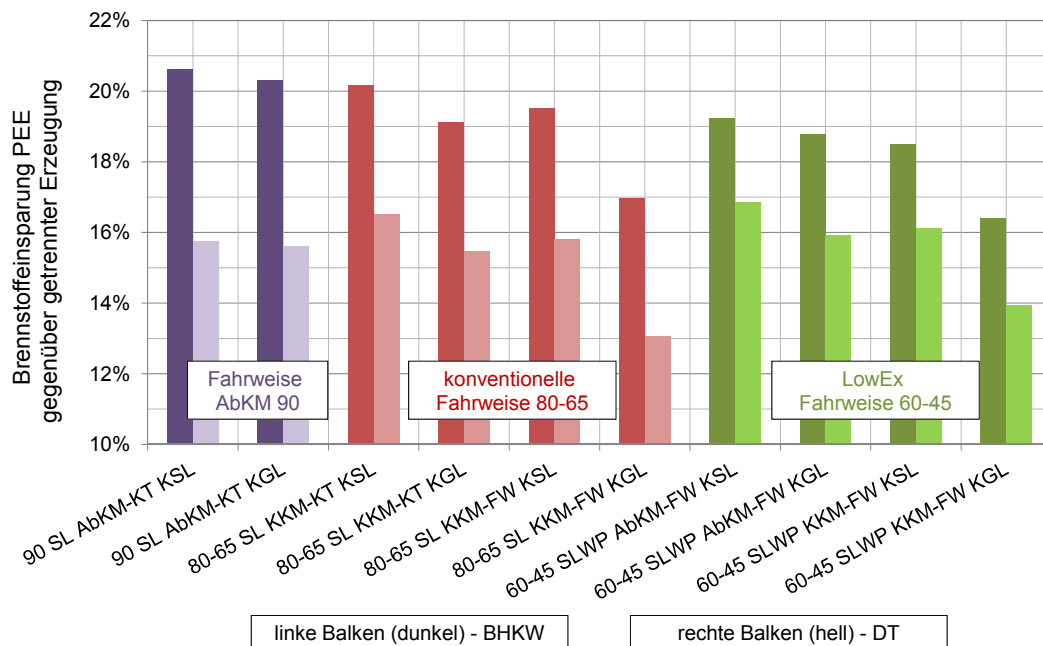


Bild 6-37 Brennstoffeinsparung der KWK-Anlage (der Wärme- und Kälteversorgung) gegenüber getrennter Erzeugung von Strom und Wärme unter Einbeziehung des Hilfsenergieaufwandes im Versorgungssystem

Bei der Brennstoffeinsparung PEE der KWK-Anlagen gegenüber getrennter Erzeugung von Strom und Wärme nach Bild 6-37 sind die Auswirkungen der verschiedenen Fahrweisen insbesondere im BHKW Betrieb nur wenig zu erkennen. Mit einer Differenz von einem bis maximal drei Prozentpunkten drückt sich der Unterschied zwischen Kälte ohne und mit Grundlastanteil aus. Wird KWK durch dezentrale Wärmeeinspeisung verdrängt oder durch sinkende Netzwärmeverluste verringert, sinkt die Brennstoffeinsparung PEE . Gegenteilig bewirkt die bessere Auslastung durch Fernwärme betriebene AbKM bei den BHKW einen geringfügigen Anstieg von PEE . Bei den Dampfturbinen wird dieser Vorteil durch den verminderten Elektroenergieertrag durch hohe Netztemperaturen minimiert und PEE sinkt sogar gegenüber dem Referenzsystem 80-64 SL KKM-KT.

Die einzig deutliche Abweichung vom Mittelwert der Variantenrechnungen stellt sich bei der dezentralen Netzeinspeisung der KKM mit Grundlastanteil ein (80-65 SL KKM-FW KGL und 60-45 SLWP KKM-FW KGL). In beiden Szenarien erfordern die Kälteanlagen einen hohen Anteil an Hilfsenergie für die Kälteanlagen und die dezentrale Nacherwärmung (LowEx), siehe auch Bild 6-33 und Bild 6-34, der in den Bilanzkreis der Berechnung eingeht und PEE reduziert.

Mit dem Vergleich der KWK gegenüber ungekoppelter Erzeugung von Elektroenergie und Wärme können folglich die vorangehenden Erkenntnisse zur Laufzeit der KWK-Anlagen untermauert werden und finden die Aussagen zur Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} Berücksichtigung. Dabei ist die Gewichtung zwischen Elektroenergie- und Wärmeproduktion deutlich anders verteilt, als dies bei der Bestimmung des Primärenergiefaktors $f_{P,WV,KV}$ der Fall ist. Im Ergebnis wirkt sich die

zusätzliche Wärmeauskopplung für die Versorgung von AbKM eher günstig aus, wohingegen sie primärenergetisch nachteilig ist. Ein steigender Anteil dezentraler Wärme wirkt nach Bild 6-37 eher nachteilig für die KWK, wohingegen nach Bild 6-36 primärenergetische Vorteile für das Gesamtsystem entstehen. Die Verlängerung der Betriebszeiten der KWK sind demnach nicht das entscheidende Kriterium für optimalen Anlagenbetrieb allein, sondern erst die Summe aus gesteigerter KWK-Wärmeversorgung und Erhöhung der Gesamteffizienz des Versorgungssystems.

Die Bewertung eines Wärme- und/oder Kälteversorgungssystems sollte folglich nie auf einzelnen Bewertungskriterien allein basieren, sondern immer, wie hier dargestellt, system- und zielkonkret vielschichtig erfolgen.

6.4 Zentrale Wärmeeinspeisung von Solarthermieranlagen im LowEx-Netz

Wie vorangehend deutlich geworden ist, können LowEx-Netze vor allem dann vorteilhaft dargestellt werden, wenn die Effizienz der Erzeugungsanlagen mit niedrigen Netztemperaturen verbessert wird. Unter den erneuerbaren Energiequellen werden neben den Wärmepumpenprozessen im wesentlichen Solarthermieranlagen von der Temperatur der Wärmeabgabe beeinflusst.

Der folgende Abschnitt soll folglich drei Aspekte der regenerativen Wärmeeinspeisung am Beispiel Solarthermie näher beleuchten:

- Wirkungsgradsteigerung durch sinkende Netztemperaturen
- Primärenergetische Auswirkungen der Einspeisung regenerativer Energien und die
- Problematik der Verdrängung von in KWK erzeugter Wärme.

Auf weiterführende Darstellung der Bewertungskriterien Elektroenergieerzeugung, Brennstoffbedarf und Brennstoffeinsparung gegenüber getrennter Erzeugung wird verzichtet, weil der Primärenergiefaktor die wichtigsten Einflüsse ausdrückt und die generellen Zusammenhänge zwischen reduzierter Wärmeerzeugung und damit auch reduziertem Brennstoffbedarf und Elektroenergieerzeugung einfach nachvollziehbar sind.

Die Ergebnisse der Jahressimulation zeigen eine solare Ertragssteigerung um 36 % wenn die Netztemperatur von der konventionellen auf die LowEx-Fahrweise umgestellt wird. Dies bedeutet nach Tabelle 6-3 eine Steigerung des Jahresnutzungsgrades der Solaranlagen von 35,2 % auf 47,9 %.

Tabelle 6-3 Spezifische Ertragswerte und Nutzungsgrade der Solaranlage,
Gesamtstrahlung auf die Absorberfläche: $\dot{G}_{G,Abs} = 1041 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$ (brutto),
Konfiguration der Solaranlage nach Tabelle 4-12

Fahrweise	spezifischer Solarwärmeertrag $q_{ST} / \text{kWh}/(\text{m}^2 \text{ a})$	Jahresnutzungsgrad $\eta_{ST} / \%$
80-65 SL	367	35,2
70-55 DF	469	45,0
60-45 SLWP	499	47,9

Für die folgenden Abbildungen wird erneut die Kleidampfturbine DT2 (Gegendruck) verwendet, um in den Darstellungen einen möglichst großen Wirkungsgradbereich abzudecken. Es kann auch hier gezeigt werden, dass die tendenziellen Verläufe von DT1 und DT2 übereinstimmen. Eine Ausnahme bildet die Berechnung des Brennstoffaufwandes unter Einbeziehung des bilanzschließenden Kraftwerkes. Hierbei zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit vom Wirkungsgrad der Elektroenergieerzeugung.

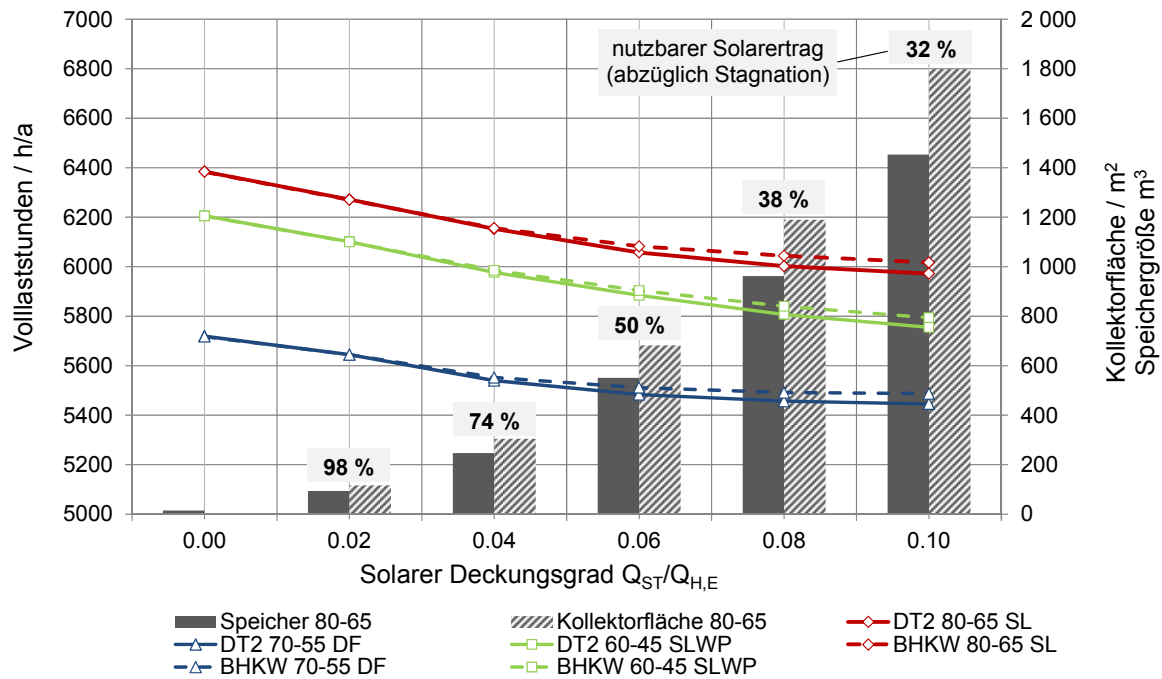


Bild 6-38 Volllaststundenzahl der BHKW-Anlagen bei steigendem, solarthermischem Wärmeeintrag, brutto-Kollektorfläche und Größe des Wochenspeichers

Bild 6-38 stellt die Entwicklung der Volllaststunden der KWK-Anlagen dar, wenn schrittweise 0 ... 10 % des Gesamtwärmebedarfes solar gedeckt werden. Wie zu erwarten war, sinkt die Einsatzzeit der KWK-Anlagen mit steigendem Anteil an erneuerbarer Wärme. Die blauen Linien der Niedertemperaturfahrweise weichen durch den geringeren Wärmebedarf deutlich von der Konventionellen- und LowEx-Fahrweise ab. Interessanter Weise handelt es sich bei den Kurven nicht um Geraden, sondern es ist ein leicht exponentieller Verlauf mit abflachendem Anstieg erkennbar. In der Berechnung wird die Kollektorfläche iterativ so angepasst, dass schrittweise bis zu 10 % Solare Deckungsrate α_{ST} entstehen.

$$\alpha_{ST} = \frac{Q_{ST}}{Q_{H,E}} \quad \text{Gl. 6-5}$$

Der Speicher wird als Wochenspeicher für die ertragreichste Woche ausgelegt, muss also an die Kollektorfläche angepasst werden. Die über den Balken in Bild 3-9 angebrachte Prozentzahl drückt den tatsächlich nutzbaren Solarertrag, abzüglich Stagnation aus. Es wird schnell deutlich, dass bei größeren Solaranteilen auf Grund des sommerlich geringen Wärmebedarfes Langzeitwärmespeicher erforderlich sind. Aber bereits die hier verwendeten Wochenspeicher helfen der besseren Auslastung der KWK-Anlagen im Winter bei geringen Solarerträgen, wodurch der abflachende Kurvenverlauf der Volllaststunden entsteht. Ein Kostenoptimierung (in weiterführenden Arbeiten) könnte hier die wirtschaftlich günstigste Speichergröße ermitteln, die gleichzeitig maximal nutzbaren Solarertrag und hohe Volllaststunden der KWK ermöglicht.

Wie bereits mehrfach festgestellt werden konnte, bewirkt die Temperaturabsenkung eine Reduzierung der Netzwärmeverluste und eine Wirkungsgradsteigerung in den Dampfturbinen. Die Kennlinien der Primärenergiefaktoren nach Bild 6-39 drücken diese Zusammenhänge erneut aus. Bei den BHKW Anlagen zeigt sich auch hier die primärenergetisch vorteilhaftere Situation der Niedertemperatur-Fahrweise, da der hohe Anteil elektrischer Nacherwärmung mit LowEx nicht durch bessere Wirkungsgrade in der Elektroenergieerzeugung ausgeglichen werden kann.

In Hinsicht auf die solarthermische Wärmeeinspeisung ist festzustellen, dass der regenerative Wärmeeintrag mit $f_{P,Reg} = 0,0$ die Primärenergiefaktoren des (Fern-)Wärmeversorgungssystems senkt (Hilfsenergie der ST wird berücksichtigt, siehe Tabelle 4-12). Die Verringerung der

Volllaststunden der KWK-Anlagen bewirkt primärenergetisch keine negativen Konsequenzen, wenn in den Bilanzkreis nicht die Ersatzkraftwerke zur Deckung des KWK-Stromverlustes einbezogen werden. Wie schon bei dem zunehmenden Anteil dezentraler Abwärmeeinspeisung von KA gezeigt werden konnte, ermöglicht auch eine zunehmende solare Einspeisung eine Verbesserung des $f_{P,WV}$. Diese Tendenz ist unabhängig von der Art der zentralen Energiebereitstellungsanlagen.

Der praktische Einsatz der Kompaktdampfturbine DT2 wäre auf Grund der hohen Absolutwerte des $f_{P,WV}$ auch in Kombination mit einem solaren Wärmeanteil nur als nachgelagerter Prozess einer Abwärmenutzung oder regenerativer Dampferzeugung primärenergetisch vertretbar.

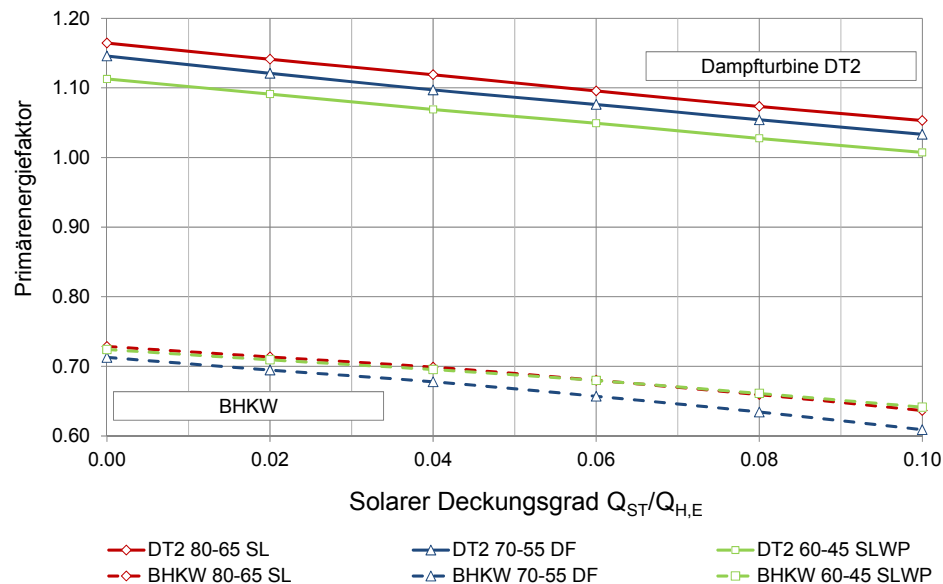


Bild 6-39 Primärenergiefaktor bei solarthermischem Wärmeeintrag

Die Einbindung der solaren Wärme hat weiterführend zur Folge, dass die Wärme der fossilen Erzeugungsanlagen verdrängt wird. Während dies bei Heizwerken wünschenswert ist, bedeutet die Verdrängung von KWK immer auch einen Verlust an in KWK erzeugter Elektroenergie, die unter Annahme eines konstanten Bedarfes von Ersatzkraftwerken gedeckt werden muss. Werden die KWK-Anlagen in ineffiziente Teillastzustände gedrängt, kann dies zudem wirtschaftliche Probleme erzeugen. Initiiert von den Stadtwerken Halle läuft diesbezüglich aktuell ein Forschungsprojekt, bei dem untersucht werden soll, ob die temporäre Abschaltung der KWK-Anlagen in extremen Schwachlastzeiten und die ersatzweise Versorgung mittels Großwärmespeicher und Solarthermie, einerseits die Wirtschaftlichkeit verbessern und andererseits den erneuerbaren Anteil der Wärmeversorgung steigern kann /LowEx-FW/.

Bereits in /MDH 10b/ wurde der Frage nachgegangen, wie sich der Gesamtbrennstoffbedarf darstellt, wenn die notwendige Differenz der Elektroenergieerzeugung durch Kondensationsstrom kompensiert wird. Die rein Kennzahl-basierten Berechnungen zeigen dort, dass es von den Nutzungsraden der HKW und der KW abhängig ist, ob eine Brennstoffeinsparung im gesamten Bilanzraum erreicht wird oder nicht. Wirklicher Brennstoffmehraufwand stellt sich jedoch nur bei Verdrängung sehr effizienter Anlagen, wie z. B. GuD, ein.

Mit Bild 6-40 können diese Aussagen für das hier untersuchte Fernwärmesystem bestätigt werden. Im Gegensatz zu /MDH 10b/ wurden allerdings wirkliche Jahressimulationen durchgeführt, um alle Lastzustände zu berücksichtigen. Trotz der Reduzierung der Betriebsstunden der KWK-Anlagen, wird bei den untersuchten Energieerzeugern eine Brennstoffeinsparung $\Delta Q_{Br,Ges} < 0$ gegenüber der Wärmeversorgung ohne Solarthermie erzielt. Als Referenzsysteme der Elektroenergieerzeugung werden auch hier die hohen elektrischen Nutzungsgrade der Hocheffizienzrichtlinie /2011/877/EU/ angesetzt.

Im Diagramm Bild 6-40 wird beispielhaft die konventionelle Fahrweise abgebildet. Die Ergebnisse können ohne Abweichung auf alle anderen Fahrweisen übertragen werden. Erst bei einem Grenzwert des Jahresnutzungsgrades von hier etwa $\zeta_{el,a} = 43\%$ entsteht ein Brennstoffmehraufwand $\Delta Q_{Br,Ges} > 0$ durch Verdrängung von KWK. Im Jahresmittel führt der regenerative Wärmeeintrag in das hier untersuchte Netz folglich trotz Verdrängung von KWK zu einer Reduzierung des Gesamtbrennstoff- und damit Primärenergiebedarfes.

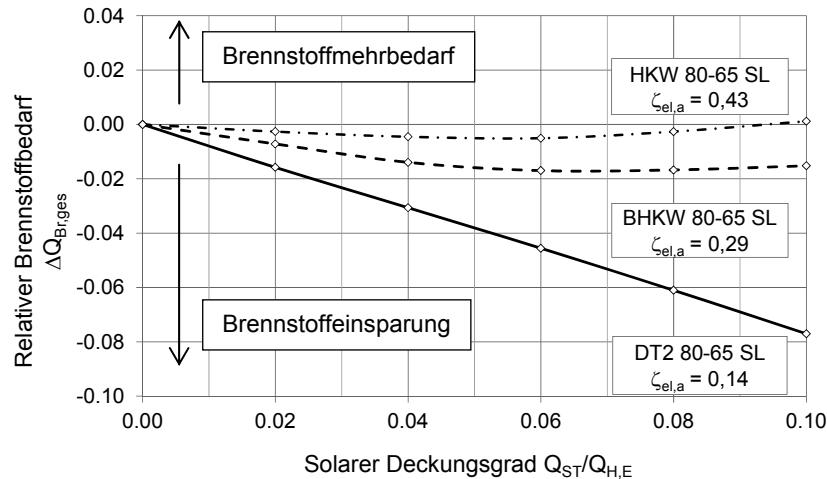


Bild 6-40 Gesamtbrennstoffbedarf bei solarthermischem Wärmeeintrag, Erzeugung der verdrängten Elektroenergie der KWK-Anlage mit Kondensationskraftwerken nach /2011/877/EU/

Wie bereits erwähnt, muss jedoch im Einzelnen auf die Wirtschaftlichkeit konkreter Teillastzustände geachtet werden. Die Anwendung großer Wärmespeicher (Mittel- oder Langzeitwärmespeicher) kann dabei eine Brücke zur wirtschaftlich sinnvollen Kombination von Solarthermie und KWK darstellen /LowEx-FW/.

6.5 LowEx-Fahrweisen im Bestandsnetz

6.5.1 Ausgewählte Ergebnisse Kraft-Wärme-Kopplung

Wie auch die theoretischen Netzstudien nach Abschnitt 6.1 bis 6.3 zeigen, zeichnet sich die LowEx-Fahrweise 60-45 SLWP für die Dampfturbine DT1 im Hinblick auf die untersuchten Bewertungskriterien²² besser ab, als die real angewendete Betriebsweise mit relativ hohen Vorlauftemperaturen (105-85 SL).

Unterschiede zu den vorangehenden Untersuchungen im LowEx-Netz entstehen zum Einen auf Grund des höheren Anteils der TWE von hier $\alpha_{TWE} = 37\%$ im Jahresdurchschnitt. Dieser bewirkt in der LowEx-Fahrweise einen hohen Energiebedarf der Wärmepumpenverdichter zur lokalen Nacherwärmung. Die konventionelle Fahrweise 80-65 SL mit für die TWE ausreichend hohen Netztemperaturen (keine Nacherwärmung notwendig) schneidet deshalb unter allen Varianten am günstigsten ab.

Im Bestandsnetz wird außerdem deutlich, dass die Temperaturabsenkung bei nicht veränderten Rohrleitungsquerschnitten des Netzes sehr schnell an hydraulische Grenzen stößt und mit den steigenden Masseströmen der Pumpenenergieaufwand erhebliche Dimensionen erreicht (Anstieg in LowEx- gegenüber der Realen-Fahrweise um ca. 700 %).

Um die LowEx-Fahrweise dennoch zu prüfen, wurde die Netzdimensionierung in einer weiteren Variantenrechnung an die LowEx Temperaturbedingungen angepasst. Doch die

²² Netzwärmeverluste, Elektroenergieeinspeisung, Brennstoffverbrauch, Primärenergiefaktor, Vergleich der KWK gegenüber getrennten Erzeugungsanlagen nach Kapitel 2

Simulationsergebnisse zeigen auch hier, dass der hohe Hilfsenergieaufwand der dezentralen Nacherwärmung selbst mit der in LowEx-Fahrweise gesteigerten Effizienz der DT 1 gegenüber der Konventionellen-Fahrweise energetisch und primärenergetisch nicht gerechtfertigt werden kann.

6.5.2 Ausgewählte Ergebnisse Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung

In Ergänzung und Weiterführung zu /MDH 10b/ sollen an dieser Stelle die Auswirkungen der Abwärmeeinspeisung aus KA hervorgehoben werden. Auf Grund des kontinuierlichen Wärmebedarfes (auch im Sommer) ist eine Rücklaufanhebung nach Bild 6-41 möglich, die wesentlich niedrigere Kondensationstemperaturen und damit bessere Leistungszahlen der KKM im Vergleich zur Vorlaufeinspeisung erlaubt. Die Nutzbarkeit der Abwärme beträgt im Bestandsnetz $\varphi_N = 1$.

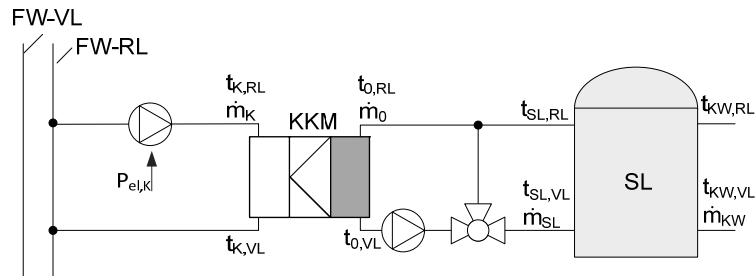


Bild 6-41 Abwärmeeinspeisung in den Netzzücklauf

Wird das Netz in Konventioneller-Fahrweise betrieben, verschlechtert sich die Arbeitszahl der KKM bei dezentraler Abwärmeeinspeisung gegenüber der ungekoppelten Kälteerzeugung von $COP = 3,9$ (80-65 KKM-KT) auf $COP = 2,0$ (80-65 KWK-FW). Da die Abwärme zu 100 % für den Heizwärmebedarf verwendet werden kann, d. h. da bei der Nutzbarkeit von $\varphi_N = 1$ keine bilanzschließende Größe für den Ausgleich der Residuallast (Wärmeüberschuss) benötigt wird, entfällt der Hilfsenergiebedarf für den Betrieb des Kühlturmes vollkommen. Es können sowohl Investitionskosten für die Rückkühleinheit als auch der gesamte Wasserbedarf für die Rückkühlung gespart werden.

Bei den im Bestandsnetz herrschenden Rücklauftemperaturen von jahresdurchschnittlich 41°C ergibt sich in 80-65 KKM-FW trotz Rücklaufeinspeisung wegen schlechterer Jahresarbeitszahl ein um 92 % erhöhter Elektroenergiebedarf der Kälteanlage gegenüber Verwendung eines lokalen Rückkühlwerkes (80-65 KKM-KT).

Im Fernwärmenetz selbst wirkt sich die zusätzliche Wärmeeinspeisung nur geringfügig aus, da sie gerade 1,2 % der eingespeisten Jahreswärme beträgt. Bei der Rücklaufanhebung bleiben der Netzmassenstrom und damit der Energiebedarf der Netzpumpen konstant. Auch bei den Wärmeverlusten sind kaum Unterschiede zu verzeichnen. Sie betragen in beiden Varianten 9,7 % der Wärmeeinspeisung des zentralen Erzeugers. Der Einfluss der dezentralen Einspeisung auf die weiteren Bewertungsgrößen (Elektroenergieproduktion, Primärenergiefaktor, Vergleich gegenüber getrennter Erzeugung) ist ebenso vernachlässigbar gering.

Bei Absenkung der Netztemperaturen zur LowEx-Fahrweise werden die Wärmeverluste reduziert und die Wirkungsgrade der Stromerzeugung in DT 1 steigen an. Die notwendige, dezentrale Nacherwärmung mit KWP wirkt sich jedoch kontraproduktiv im Gesamtsystem aus, weil mit $\alpha_{TWE} = 37\%$ ein relativ hoher Anteil an TWE besteht. Die niedrigen Netztemperaturen ermöglichen demgegenüber eine effizientere Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz bei niedrigen Kondensationstemperaturen. In der Variante 60-45 SLWP-FW werden Arbeitszahlen von $COP = 2,8$ erreicht. Abzüglich aller Hilfsenergien entspricht dies gegenüber der Referenzvariante 80-65 SL KKM-KT einer Steigerung des Elektroenergiebedarfes (der KA) um 47 %. Dabei werden 16 % mehr Wärme über den Kondensator abgeführt als bei lokaler Kühlung. Der große Vorteil besteht andererseits darin, dass kein Energie- und Wasserbedarf für die Rückkühlung notwendig sind und die gesamte Abwärme für die Heizwärmeversorgung genutzt werden kann.

Im Gesamtsystem macht sich die geringe Abwärmeeinspeisung jedoch auch hier kaum bemerkbar und es können die unter Abschnitt 6.5.1 genannten Erkenntnisse nur wiederholt werden. Der hohe Energieaufwand für die dezentrale Nacherwärmung und die Netzpumpen in 60-45 SLWP kann nicht durch gesteigerte Elektroenergieeinspeisung mit DT1 ausgeglichen werden. Die LowEx-Fahrweise mit dezentraler Nacherwärmung stellt sich selbst mit optimierten Netzdurchmessern im untersuchten Bestandsnetz primärenergetisch schlechter dar, als die vergleichsweise konventionelle Versorgung mit Standard-Speicherladesystem.

Bei Kälteerzeugung mittels AbKM im Bestandsnetz bestätigen sich die Ergebnisse der theoretischen Netzstudie nach Abschnitt 6.3, erhöhte Wärmeauskopplung als auch die daraus resultierende Steigerung der Wärmeverluste gegenüber Fahrweisen mit niedrigeren Netztemperaturen. Mit DT1 überwiegen die negativen Effekte der hohen Netztemperaturen auf die Effizienz der Elektroenergieerzeugung, es entstehen Einbußen in der Stromerzeugung und eine Verschlechterung des Primärenergiefaktors.

7. Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Energiepolitische Einordnung der Aufgabenstellung

Nicht erst mit dem Energiekonzept der Bundesregierung /EKo 10/ werden große Anstrengungen unternommen, den thermischen Energiebedarf Deutschlands zu senken. Seit der EnEV 2002 wird dabei im Bereich Wärmeversorgung ein zweigleisiger Weg beschritten, der die Reduzierung des Endenergiebedarfes wie auch des Primärenergiebedarfes fordert. Letzteres kann durch effiziente Anlagentechnik oder die anteilige Nutzung erneuerbarer Energien erfolgen. Zwangsläufig führt dies im Bereich der Fernwärme zu neuen Problemstellungen. Der weiterhin sinkende thermische Endenergiebedarf der Verbraucher sorgt für immer niedrigere Liniendichten der Fernwärmenetze, die damit an den Rand der Wirtschaftlichkeit getrieben werden. Gleichzeitig werden der Netzausbau und –verdichtung politisch gefordert und gefördert /KWKG/. Um den Ausbauzielen der Bundesregierung /EKo 10/ und der Fernwärmebranche /DHCVP 12/ gerecht zu werden, müssen sich zukünftige Fernwärmesysteme im Besonderen folgenden Aufgaben stellen:

- Die Steigerung der Effizienz der Wärmeverteilung (Senkung der Wärmeverluste),
- anteilige Wärmeversorgung mit erneuerbaren Energien oder Wärme aus „Abfallprozessen“ und
- Steigerung der Effizienz der Erzeugungsanlagen

müssen unter Einhaltung wirtschaftlicher Rahmenbedingungen erreicht werden.

Die vorliegende Arbeit trägt zur Lösung bei, indem sie einerseits das Fernwärmesystem im Hinblick auf sein Potential zur Multifunktionalität untersucht, das heißt der gleichzeitigen Wärmever- als auch -entsorgung aus Abwärmeprozessen (Kälteanlagen) und Solarthermie. Weiterhin gilt es zu ermitteln, ob ein niedriges Temperaturniveau, das eine dezentrale Nacherwärmung innerhalb der Abnehmeranlagen erfordert (hier als „LowEx“-Fahrweise definiert), aber gleichzeitig die Wirkungsgrade der Wärmeerzeuger (zentral und dezentral) steigert und Verteilverluste minimiert, der vergleichend untersuchten Konventionellen-Fahrweise auf ausreichend hohem Temperaturniveau für die Erfüllung der Heizaufgabe ohne Nacherwärmung überlegen ist.

Für die Heizungssysteme wird angenommen, dass diese dem Temperaturniveau der Fernwärme angepasst sind. LowEx bedeutet dann, dass die Mindesttemperatur der Trinkwassererwärmung (TWE) nicht mehr allein über das Fernwärmenetz realisiert werden kann, sondern eine lokale Nacherwärmung zur Einhaltung hygienischer Sicherheit erfolgen muss. Eine Übersicht der verschiedenen Versorgungsszenarien und deren Klassifikation ist Abschnitt 4.1 ff. zu entnehmen.

Die Berechnungen wurden an einem neu konzipierten LowEx-Fernwärmenetz geringer Größe und Liniendichte durchgeführt und auf ein Bestandsnetz übertragen. Beide Netze würden umgangssprachlich als Nahwärmenetze bezeichnet werden.

7.2 Bewertungsmethodik

Als erster Schritt galt es, geeignete Bewertungsmethoden für die Bilanzierung der untersuchten Fernwärmesysteme zu ermitteln. Um die Komplexität von Fernwärmesystemen zu beschreiben, ist die Betrachtung einer Vielzahl an Bewertungsgrößen notwendig. Energetische Kennzahlen wie Brennstoffenergiebedarf, Wärmeauskopplung, Elektroenergieerzeugung und Volllaststunden der KWK ermöglichen dem Leser einen Gesamteindruck hinsichtlich betriebswirtschaftlicher Aspekte zu bekommen. Der Netznutzungsgrad, die primärenergetische Bilanzierungen nach DIN V 18599-1 und der Vergleich der KWK gegenüber ungekoppelter Erzeugung von Elektroenergie und Wärme geben Aufschluss über ökologische Gesichtspunkte. In allen Fällen gilt es, Versorgungssicherheit und die Einhaltung der sicherheits- und gesundheitsrelevanten Notwendigkeiten (z.B. Legionellenschutz) zu gewährleisten.

Der Primärenergiefaktor und der Vergleich der KWK-Anlagen gegenüber ungekoppelter Erzeugung ermöglichen gegenüber den Einzelkriterien die Bilanzierung des Gesamtsystems

Fernwärme- und Kälteversorgung in einer einzigen Bewertungsgröße. Der Autor orientiert sich dabei an den aktuellen politischen Vorgaben der /EnEV/ und des /EEWärmeG/ (Forderung nach Hocheffizienz /2004/8/EG/), wenngleich auch einige Modifikationen vorgenommen werden mussten und kritische Anmerkungen getroffen werden.

Nach EnEV verläuft die Bilanzgrenze bis zum versorgten Gebäude, was dem thermischen Endenergiebedarf der Abnehmer entspricht und sich auch in den meisten Fällen in den Fernwärmeverträgen der Versorgungsunternehmen wiederfindet. Darin wird als Eigentumsgrenze die HAST definiert, wobei der elektrische Hilfsenergiebedarf dem Verbraucher zugeordnet wird. Um aber eine gesamtsystemische Bewertung und einen aussagekräftigen Vergleich verschiedener Versorgungsszenarien vornehmen zu können, muss der für die Wärmeversorgung aufzuwendende Hilfsenergiebedarf der Abnehmer in den Bilanzkreis einbezogen werden. Alle nachfolgend aufgeführten Ergebnisse beinhalten somit auch den Hilfsenergiebedarf für die Wärmeversorgung der Abnehmer (Bilanzkreis siehe Bild 2-2).

Eine wichtige Änderung in der primärenergetischen Bewertung von Fernwärmesystemen erfolgte im Rahmen der Erarbeitung der /FW309-1/, so dass die Stromgutschrift nicht mehr auf Basis des aktuell gültigen Strommixes aus fossilen und erneuerbaren Brennstoffen, sondern ausschließlich mit der durch fossile Brennstoffe erzeugten Elektroenergie berechnet wird. Wenngleich dies auch ein bedeutender Schritt für die mittelfristige Stabilität der Primärenergiefaktoren der Fernwärme war, muss dennoch kritisch angemerkt werden, dass weiterhin ein Vergleich gegenüber Referenzkraftwerken geschieht und damit Änderungen in der Bewertung der Fernwärme auftreten können, ohne dass sich in den Systemen selbst etwas verändert hat. Eine Berechnungsmethodik basierend auf thermodynamischen Ansätzen, wie der Stromverlustmethode nach /DiSa 09/ ist zukünftig erstrebenswert.

Im Weiteren wurde der Vergleich der KWK-Erzeuger gegenüber ungekoppelter Erzeugung von Elektroenergie und Wärme nach /2004/8/EG/ angestellt. Auch hierbei ist die Bilanzgrenze über die reine brutto-Stromerzeugung hinaus zu erweitern und sämtliche Hilfsenergien des Versorgungssystems einzubeziehen. Im Ergebnis erfolgt eine Bewertung der KWK-Anlagen mit Betrachtungsschwerpunkt auf der KWK-Wärmeversorgung unter Berücksichtigung der Gesamteffizienz des Versorgungssystems. Die Methodik stellt auf Grund ihrer anderen Gewichtung zwischen Elektroenergie- und Wärmeproduktion eine wertvolle Ergänzung zur primärenergetischen Bewertung dar.

Als Kriterium zur Beurteilung der dezentralen Wärmeeinspeisung in Fernwärmenetze geringer Anschlussleistung wird die Nutzbarkeit φ_N definiert. Sie ist entgegen dem allgemein üblichen Gleichzeitigkeitsfaktor in der Lage, sowohl zeitliche Kongruenz als auch das Leistungsverhältnis zwischen Abwärme- und Heizleistung abzubilden - auch in Zeiten, in denen kein Wärmebedarf besteht.

Ein weiteres Bewertungskriterium ist die Wirtschaftlichkeit. Wegen mangelnder Datenverfügbarkeit über die Preisbildung von Fernwärme und stark volatiler Randbedingungen wurden in dieser Arbeit keine umfangreichen wirtschaftlichen Untersuchungen des Gesamtsystems Fernwärme vorgenommen. Anhand einer herausgelösten Jahreskostenbetrachtung der LowEx-Speicherladesysteme zur dezentralen Nacherwärmung mit Wärmepumpen konnten jedoch die spezifischen Mehrkosten solcher Anlagen berechnet werden. Diese sind durch monetäre Vorteile der Versorgungsunternehmen mit LowEx-Fahrweisen auszugleichen.

7.3 Simulationsmodelle

Sämtliche Fernwärmesimulationen wurden mit *TRNSYS-TUD* durchgeführt. Für die Evaluation von LowEx-Fernwärmesystemen konnten notwendige Weiterentwicklungen getätigt und gegebene Strukturen aus dem Bereich Gebäudetechnik an die Anwendung in Fernwärmesystemen adaptiert werden. Der Entwicklungsschwerpunkt lag in der vereinfachten Abbildung des Gebäudeverhaltens und der HAST, d. h. Modellen zur Heizlastberechnung, der Gebäudeheizungsanlage und verschiedenen Möglichkeiten der TWE (Speicherladesystem, Durchflusssystem, LowEx-Speicherladesystem). Die erforderlichen Kennlinien für Wärmepumpen, Kälteanlagen und die zentralen

Energiebereitstellungsanlagen wurden außerhalb *TRNSYS-TUD* erstellt und anschließend implementiert oder gekoppelt.

Im Ergebnis stehen leistungsfähige Softwaretools zur wissenschaftlichen Analyse von Fernwärmesystemen und innovativer Versorgungsstrategien zur Verfügung, die auch über die vorliegende Studie hinaus Anwendung finden können.

7.4 Linksprozesse in Fernwärmesystemen

Der Einsatz von Wärmepumpen in LowEx-Speicherladesystemen mit Wärmequelle Fernwärme stellt für die Wärmepumpenentwicklung neue technologische Anforderungen dar. Nach eingehender Recherche marktverfügbarer Systeme und Vergleichsrechnungen von Kreisprozessen mit verschiedenen Kältemitteln und hydraulischen Konzepten können folgende Empfehlungen gegeben werden:

- Probleme der hohen Verdampfungsdrücke lassen sich durch geeignete Kältemittel lösen, Wahl innerhalb der vorliegenden Arbeit: R227ea.
- Die geringen Temperaturdifferenzen zwischen Verdampfung und Kondensation erfordern einen einstufigen Prozesskreislauf.
- LowEx-Speicherladesysteme mit Wärmequelle Fernwärme sind mit vorgeschaltetem Wärmeübertrager (Vorwärmer) zu konzipieren, sodass ein möglichst hoher Anteil der Fernwärme direkt übertragen werden kann.
- Vorwärmer und Verdampfer sind in Reihe zu schalten, um möglichst kleine Masseströme im Fernwärmenetz zu verursachen.
- Bei der Konzeption der fernwärmeseitigen Massestromregelung der Wärmepumpe ist auf Verhinderung minimaler Druckverhältnisse in der Wärmepumpe und Erreichen des Gefrierpunktes des Fernwärmewassers (Wärmequelle) zu achten.

7.5 Auswirkungen verschiedener Netztemperaturen im LowEx-Netz

Die Untersuchungen zu den Auswirkungen verschiedener Netztemperaturen auf das Versorgungssystem des neu geplanten LowEx-Netzes ergaben folgende Ergebnisse:

Niedrige Mitteltemperaturen der Wärmeversorgung bewirken hohe Netznutzungsgrade.

- Eine hohe Effizienz der Wärmeverteilung wird im Besonderen durch niedrige Vor- und Rücklauftemperaturen erreicht. Letzteres hat jedoch zur Folge, dass hohe Anforderungen an die Heizungssysteme (Flächenheizungen) und den hydraulischen Abgleich gestellt werden. Die Simulationsergebnisse zeigen einen Unterschied der absoluten Verteilverluste von 5 % zwischen Konventioneller- und Niedertemperatur-Fahrweise (Reduzierung der Vorlauftemperatur) und von 31 % zwischen Konventioneller- und LowEx-Fahrweise (Reduzierung der Vor- als auch Rücklauftemperatur).
- Auf die eingespeiste Wärme bezogen, ergeben sich in der Niedertemperatur-Fahrweise dennoch höhere relative Wärmeverluste von 11,2 % als in der Konventionellen-Referenzfahrweise mit 10,1 %. Dies liegt im Wesentlichen in den Zirkulationsbrücken zwischen Fernwärmever- und -rücklauf begründet, die für die Wohnungsanschlussstationen (WAST) notwendig sind. Gerade in sommerlichen Schwachlastzeiten verursachen die kontinuierlich geringen Masseströme der Zirkulationsbrücken gegenüber Speicherladesystemen höhere Netzverluste. Die LowEx-Fahrweise mit Flächenheizungen und LowEx-Speicherladesystemen ermöglicht hingegen sehr geringe relative Wärmeverluste von jahresdurchschnittlich 7,2 %.
- Die Ergebnisse der Wärmeverlustberechnung zeigen, dass die LowEx-Fahrweise auch den Betrieb von Fernwärmenetzen mit extrem niedrigen Leistungsliniendichten (hier $0,5 \text{ kW/m}_{\text{Trasse}}$) mit hohen Netznutzungsgraden ermöglicht.

Die LowEx-Fahrweise, die eine dezentrale Nacherwärmung erfordert, zeichnet sich nur dann hinsichtlich Brennstoffbedarf, Elektroenergieerzeugung und Primärenergiefaktor der Fernwärme als sinnvoll ab, wenn die Erzeugeranlagen mit steigender Effizienz auf niedrige Netztemperaturen reagieren.

- Bei Einsatz von BHKW, auf deren Wirkungsgrade die Temperatur der Wärmeauskopplung nur geringen Einfluss aufweist, sollte die Fernwärme die Versorgung der Heizungssysteme und der TWE unter Berücksichtigung des Legionellenschutzes ohne dezentrale Nacherwärmung gewährleisten können.
- Die für die Simulation verwendeten Kennlinien der Dampfturbine DT1 besitzen die Charakteristik eines HKW (Entnahme-Gegendruck) im Bereich 50 MW_{th}, um das Potential der Netztemperaturen auf die Energiebereitstellungsanlagen kenntlich zu machen. Die positiven Ergebnisse der LowEx-Systeme sind demnach vor allem in größeren Fernwärmesystemen (Bestand) zu erwarten, bei denen eine wirtschaftliche Umstellung der Heizungsanlagen im Sinne eines LowEx Betriebes jedoch erst langfristig absehbar ist.
- Um den unteren Wirkungsgradbereich von Dampfturbinen-HKW abzubilden, wurde die Charakteristik einer Kompaktdampfturbine (Gegendruck, einstufig) DT2 aus dem Kleinlastbereich angewendet. Die Ergebnisse verdeutlichen hier ebenfalls den positiven Einfluss niedriger Netzvorlauftemperaturen auf die untersuchten Bewertungskriterien, wenn gleich auch wesentlich gedämpfter als bei DT1. Auf Grund der insgesamt niedrigen elektrischen Wirkungsgrade gegenüber BHKW sollte ihr Einsatz jedoch auch weiterhin speziellen Anwendungsgebieten wie der Nutzung von Solarwärme, Prozessdampf oder anderen Abwärmequellen vorbehalten bleiben.
- Die LowEx-Fahrweise mit dezentraler Nacherwärmung mittels Kompressionswärmepumpe führt im Erzeugerverbund BHKW und Heizwerk zu sinkender Elektroenergieeinspeisung W_{HKW} (94%) gegenüber dem Referenzsystem Konventionelle-Fahrweise bei annähernd gleichem Brennstoffbedarf Q_{Br} und Primärenergiefaktor $f_{P,WV}$ der Fernwärme. Erst mit der Entnahme-Gegendruckturbine DT1 kann ein Anstieg von W_{HKW} auf 107 % bei wiederum konstantem Q_{Br} und eine Verbesserung von $f_{P,WV} = 0,77$ auf $f_{P,WV} = 0,68$ festgestellt werden.

Wärme auf niedrigem Temperaturniveau, d. h. mit geringem Exergieanteil, sollte so direkt wie möglich für die Heizaufgabe verwendet werden.

- Die Vergleichsvarianten zeigen sehr gute Ergebnisse für WAST mit TWE im Durchflussprinzip. Diese erlauben niedrige Fernwärmemetemperaturen kleiner 60 °C unter gleichzeitiger Beachtung des Legionellenschutzes nach /DVGW W551/.
- Die dezentrale, rein elektrische Nacherwärmung sollte vermieden werden. Alle Bewertungskriterien zeigen hier starke, negative Abweichungen gegenüber den Referenzvarianten ohne Nacherwärmung.
- Ist eine dezentrale Nacherwärmung notwendig, sollten Wärmepumpen mit Wärmequelle Fernwärme Anwendung finden. Entsprechende Anlagenkonzepte eines solchen LowEx-Speicherladesystems werden in der Arbeit vorgestellt. Um einen möglichst hohen Anteil an Fernwärme direkt zu übertragen, sind Wärmeübertrager als Vorwärmer zu konzipieren.

In Tabelle 7-1 werden die wichtigsten Simulationsergebnisse zur Variation der Temperaturen im Fernwärmenetz gewertet und bezogen auf das Referenzsystem Konventionelle-Fahrweise mit Speicherladesystem 80-65 SL dargestellt. Es werden die Erzeuger BHKW+HW und DT1+HW einbezogen. DT2+HW wird wegen der erheblich schlechteren primärenergetischen Bewertung an dieser Stelle nicht aufgeführt.

Tabelle 7-1 Wertung der Simulationsergebnisse im Vergleich gegenüber dem Referenzsystem 80-65 SL²³: Temperaturabsenkung im Fernwärmesystem

Netzfahrweise			70-55	60-45
Art der TWE			DF	SLWP
Verteilungsverluste absolut		$Q_{H,V}$	+++	+++
Volllaststunden KWK	BHKW	τ_V	---	---
	DT1		-	-
Wärmeeinspeisung KWK	BHKW	$Q_{H,E,KWK}$	---	-
	DT1		---	-
Brennstoffbedarf	BHKW	Q_{Br}	+++	+
	DT1		+++	0
Elektroenergieeinspeisung	BHKW	W_{HKW}	---	--
	DT1		--	++
Primärenergiefaktor FW	BHKW	$f_{P,WV}$	+	0
	DT1		++	+++
Brennstoffeinsparung gegen ungekoppelte Erzeugung	BHKW	PEE	0	--
	DT1		0	0

Symbolik Tabelle 7-1

Abweichung gegenüber Referenz 80-65 SL	⇒	Bewertung in positiv/negativ
± 0 ... 2 %:		0
± 3 ... 5 %:		+/-
± 6 ... 10 %:		++/--
± > 10 %:		+++/-

SL	... Speicherladesystem
DF	... Durchflusssystem, Wohnungsanschlussstationen
SLWP	... LowEx-Speicherladesysteme mit Wärmepumpen Nacherwärmung
80-65	... Konventionelle-Fahrweise
70-55	... Niedertemperatur-Fahrweise
60-45	... LowEx-Fahrweise

Für den Einsatz von BHKW+HW können die höchste Wärmeauskopplung und die demnach meisten Volllaststunden sowie größte Elektroenergieeinspeisung mit der Konventionellen-Fahrweise 80-65 SL erreicht werden. Aus ökologischer und primärenergetischer Sicht sind jedoch die Netztemperatur zu senken, ohne dass eine Nacherwärmung stattfinden muss (Fahrweise 70-55) und WAST sowie Niedertemperatur-Heizungssysteme zu verwenden.

Mit DT1+HW schneidet die LowEx-Fahrweise am günstigsten hinsichtlich W_{HKW} und $f_{P,WV}$ ab. Im Bereich geringer Liniendichte, wie dem simulierten Netz, sind jedoch EG-Dampfturbinen (DT1) in der hier angenommenen Effizienz nach derzeitigem Stand der Technik nicht realisierbar. In der langfristigen Entwicklung der Gebäudeenergie-technik ist aber auch im Gebäudebestand eine Erneuerung der Heizungssysteme in Richtung Niedertemperaturtechnik zu erwarten. In diesem Falle kann die Fernwärmeversorgung ausgedehnter Netze auf LowEx-Temperaturniveau einen wichtigen Beitrag zur Primärenergiereduktion und damit Ressourcenschonung fossiler Brennstoffe leisten. In Anbetracht der möglichen Brennstoffreduzierung und Steigerung der Elektroenergieerzeugung in den HKW werden dann auch die LowEx-Speicherladesysteme als sinnvolle Option zur dezentralen Nacherwärmung eingeschätzt.

²³ Zur Erläuterung der Abkürzungen, Fahrweisen und Vergleichsvarianten siehe Abschnitt 4.1

7.6 Dezentrale Abwärmeeinspeisung von Kälteanlagen

Die Möglichkeit der dezentralen Wärmeeinspeisung bei effizientem Anlagenbetrieb eröffnet weitere Vorteile und Anwendungsbereiche für LowEx-Fernwärmesysteme. Bei der Abwärmenutzung von Kälteanlagen KA entsteht ein Synergieeffekt für den Kälteanlagenbetreiber durch die Einsparung des Rückkühlwerkes und für den Fernwärmeversorger durch Brennstoffreduktion der zentralen Erzeugungsanlagen. Je niedriger das Temperaturniveau der Fernwärme, desto effizienter der Betrieb der Kälteanlagen, wenn diese an das Netz gekoppelt sind.

Als Ausgangspunkt und Referenzvariante wird die heute übliche, vom Fernwärmenetz entkoppelte Kälterzeugung mit Kompressionskälteanlage und entsprechende Rückkühlung über einen lokal verfügbaren Kühlturm/Rückkühlwerk definiert (KKM-KT)²⁴. Die Gegenüberstellung der heute ebenfalls üblichen Kälterzeugung mit Fernwärme betriebener Absorptionskälteanlage und dezentraler Rückkühlung (AbKM-KT) soll weitere Erkenntnisse für die Diskussion Sorption versus Kompression liefern. Als Alternativen zur dezentralen Rückkühlung werden KKM-FW als auch AbKM-FW mit Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz untersucht, sowohl im konventionellen Netzbetrieb als auch mit LowEx-Fahrweise. Die Abwärmeeinspeisung erfolgt für den hier untersuchten Netzneubau in den Vorlauf.

Die dezentrale Abwärmeeinspeisung ermöglicht die Einsparung des lokalen Rückkühlwerkes und eine Reduzierung des Brennstoffbedarfes der zentralen Erzeuger.

- Die Höhe der reduzierten Wärmeeinspeisung der zentralen Erzeuger ist dabei von der Nutzbarkeit φ_N der Abwärme abhängig.
- Im untersuchten Netzneubau ergab sich mit allen Varianten der Kälterzeugung und Abwärmeeinspeisung $\varphi_N < 1$, d. h. auf Grund zu geringer Gleichzeitigkeit konnte nicht alle Abwärme für die Heizaufgabe verwendet werden. In diesem Fall ist ein zentrales Rückkühlwerk oder ausreichend dimensionierter Pufferspeicher vorzusehen. Auch das Fernwärmenetz selbst findet als passiver Wärmespeicher Verwendung.

Die Abwärmeeinspeisung bewirkt gegenüber Betrieb eines lokalen Rückkühlwerkes²⁵ eine Verschlechterung des Systemnutzungsgrades der KA (inkl. Einspeisepumpe).

- Auf Grund des um 13 bis 23 K erhöhten Rückkühltemperaturniveaus müssen im simulierten Netz Verschlechterungen der Systemarbeitszahl von $COP = 4,7$ (KKM-KT) auf $COP = 2,7$ (60-45 KKM-FW) und des Wärmeverhältnisses der Absorber von $\zeta = 0,83$ (90 SL AbKM-KT) auf $\zeta = 0,73$ (60-45 AbKM-FW) in Kauf genommen werden.

Fernwärmebetriebene Absorptionskälteanlagen AbKM-KT bewegen sich im Spannungsfeld zwischen guter Auslastung der KWK-Anlagen und schlechten Netznutzungsgraden durch das hohe Temperaturniveau der Wärmeversorgung.

- KWK-Anlagen erreichen eine höhere Anzahl an Volllaststunden mit Fernwärme betriebenen AbKM gegenüber der dezentralen Abwärmeeinspeisung in LowEx-Netze (AbKM-FW²⁶ und KKM-FW). Die Simulationen ergeben eine maximale Differenz bei Versorgung mittels BHKW+HW von 1068 h und mittels DT1+HW von 1091 h.
- Mit fernwärmeversorgtem Absorber AbKM-KT und dem hier zugrunde liegenden Klimakältelastgang mit Grundlastanteil (KGL) kann im Betrieb mit BHKW auf Grund der Laufzeitverlängerung etwa ein Drittel mehr Elektroenergie W_{HKW} bereitgestellt werden, als mit Abwärmeeinspeisung durch KKM-FW in der LowEx-Fahrweise. Die Dampfturbine DT1 gleicht diesen Verlust durch Wirkungsgradsteigerung in der LowEx-Fahrweise aus und bewirkt eine annähernd gleich hohe Elektroenergieerzeugung in beiden Fahrweisen.

²⁴ Zur Definition der Fahrweisen und Vergleichsvarianten siehe Abschnitt 4.1

²⁵ Es wurde ausschließlich Verdunstungsrückkühlung untersucht

²⁶ Von der Fernwärme entkoppelte Beheizung des Desorbers über einen erdgasbefeuelten Kessel

Der Betrieb von AbKM-KT bewirkt mit BHKW nur geringfügig schlechtere Primärenergiefaktoren $f_{p,wv,kv}$ als die Referenzvariante KKM-KT, wohl aber Unterschiede von bis zu 20 % gegenüber KKM-FW in LowEx-Fahrweise. Bei Verwendung der DT1 kann erneut eine deutliche Verbesserung des $f_{p,wv,kv}$ mit LowEx-Fahrweise erreicht werden.

- Nachteilig wirkt sich der hohe Wasserbedarf einer lokalen Rückkühlung bei AbKM-KT aus. Hier zeigen alle Varianten der dezentralen Abwärmeeinspeisung drastische Einsparmöglichkeiten. Während die Absorber in AbKM-KT etwa 50 % höheren Wasserbedarf aufweisen als das Referenzsystem mit Kompressionskälteanlagen KKM-KT, benötigen die KKM-FW zur dezentralen Abwärmeeinspeisung nur 10 bis 25 % des Referenzsystems, die AbKM-FW auf Grund der höheren Abwärmeleistung etwa 40 %. In den Studien zum LowEx-Netz wird davon ausgegangen, dass eine zentrale Rückkühleinheit den bilanziellen Ausgleich des ggf. auftretenden Wärmeüberschusses übernimmt, sodass auch bei dezentraler Abwärmeeinspeisung ein Kühlwasserbedarf entsteht.
- Durch die hohen Temperaturanforderungen der Wärmeversorgung für AbKM-KT steigen die absoluten Netzwärmeverluste gegenüber der Referenzvariante von 207 MWh auf 259 MWh an. Obwohl die absoluten Werte einer Steigerung um 25 % entsprechen, macht dies auf die eingespeiste Wärme bezogen gerade eine Erhöhung von 2 % aus ($Q_{H,V} / Q_{H,E} = 10 \% \rightarrow 12\%$). Mit LowEx hingegen sind um 31 % reduzierte Wärmeverluste (absolut) gegenüber der Referenzvariante zu verzeichnen.

Insgesamt konnte bei allen Varianten der Abwärmeeinspeisung eine zunehmende Verbesserung der primärenergetischen Bewertung mit steigendem Anteil an dezentraler Wärmezufuhr festgestellt werden.

Tabelle 7-2 Wertung der Simulationsergebnisse gegenüber dem Referenzsystem
80-65 SL KKM-KT²⁷: Dezentrale Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz

Netzfahrweise		90-90		80-65		60-45			
Art der Kälteerzeugung		AbKM-KT		KKM-FW		AbKM-FW		KKM-FW	
Verteilungsverluste absolut in MWh	$Q_{H,V}$	259		207		149		148	
		---		0		+++		+++	
Volllaststunden KWK	BHKW	+++	↑	-	↓	--	↓	--	↓
	DT1	0	↑	-	↓	--	↓	--	↓
Wärmeeinspeisung KWK	BHKW	0	↑	-	↓	--	↓	--	↓
	DT1	0	↑	-	↓	--	↓	--	↓
Brennstoffbedarf	BHKW	0	↑	+	↓	++	↓	++	↓
	DT1	0	↑	+	↓	+	↓	+	↓
Elektroenergie-einspeisung	BHKW	+	↑	--	↓	---	↓	---	↓
	DT1	--	↑	--	↓	0	↓	0	↓
Wasserbedarf Rückkühlung	BHKW	---	↑	+++	↓	+++	↓	+++	↓
	DT1	---	↑	+++	↓	+++	↓	+++	↓
Primärenergiefaktor FW	BHKW	0	↑	0	↓	0	↓	0	↓
	DT1	---	↑	0	↓	++	↓	+++	↓
Brennstoffeinsparung KWK gegen ungekoppelte Erzeugung	BHKW	0	↓	-	↓	--	↓	--	↓
	DT1	-	↓	-	↓	0	↓	0	↓
Nutzbarkeit der Abwärme im untersuchten LowEx-Netz	φ_N	0%		86%	↑	64%	↑	80%	↑
Systemarbeitszahl (Referenz 4,7) / Wärmeverhältnis der KA	COP (KKM) ζ (AbKM)	0,83	↑	1,91	↓	0,71	↓	2,83	↓

²⁷ Siehe Abschnitt 4.1

Symbolik Tabelle 7-2

Abweichung gegenüber Referenz 80-65 KKM-KT	Bewertung in positiv/negativ	Tendenz bei steigender Abwärmeeinspeisung
$\pm 0 \dots 2 \%$:	0	steigend \uparrow
$\pm 3 \dots 5 \%$:	+/-	fallend \downarrow
$\pm 6 \dots 10 \%$:	++/--	
$\pm > 10 \%$:	+++/-	

90-90	... Fahrweise mit konstant hoher Netztemperatur für AbKM-KT
80-65	... Konventionelle-Fahrweise
70-55	... Niedertemperatur-Fahrweise
60-45	... LowEx-Fahrweise
AbKM-KT	... Fernwärme betriebene Absorptionskälteanlage mit dezentraler Rückkühlung
AbKM-FW	... Absorptionskälteanlage mit Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz
KKM-KT	... Kompressionskälteanlage mit dezentraler Rückkühlung
KKM-FW	... Kompressionskälteanlage mit Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz

Tabelle 7-2 zeigt die gewertete Ergebnisübersicht zur Kälteerzeugung.

Wie bereits angeführt, bewirkt die LowEx-Fahrweise mit BHKW+HW zwar eine deutliche Reduzierung der Netzverluste, kann aber den Hilfsenergiebedarf der dezentralen Nacherwärmung nur unzureichend mit steigender Effizienz der Erzeugungsanlagen ausgleichen. Die LowEx-Fahrweise ermöglicht die Abwärmeeinspeisung bei effizientem Kälteanlagenbetrieb und bewirkt eine Kühlwasser- und Brennstoffbedarfsminderung gegenüber der Referenzvariante mit lokalem Rückkühlwerk. Insgesamt entstehen Nachteile hinsichtlich der Laufzeiten der KWK-Anlagen und der Gesamt-Elektroenergieeinspeisung, jedoch positive Tendenzen bei der primärenergetischen Bewertung des Wärme- und Kälteversorgungssystems.

Hinsichtlich der Laufzeiten und Elektroenergieerzeugung zeichnet sich die traditionelle Kälteerzeugung mit fernwärmebetriebener Absorptionskälteanlage vorteilhaft aus. Die erforderlich hohen Netztemperaturen widersprechen jedoch den Aufforderung nach Niedrigtemperaturnetzen /DHCVP 12/. Als Alternative in der Versorgung mittels BHKW+HW stellt sich die ungekoppelte Kälteerzeugung mit 80-65 KKM-KT in den hier verwendeten Bewertungskriterien überaus positiv dar.

Zeigen die Energiebereitstellungsanlagen eine deutliche Abhängigkeit zum Temperaturniveau der Wärmeauskopplung, wie dies für die hier untersuchten Entnahme-Gegendruck Dampfturbinen (DT1) gezeigt wurde, kann mit LowEx-Fahrweise und dezentraler Abwärmeeinspeisung der Primärenergiefaktor des Gesamtsystems verbessert und der Brennstoff- als auch Kühlwasserbedarf reduziert werden. Die primärenergetischen und ökologischen Vorteile gehen allerdings zu Lasten der Volllaststunden der KWK, d. h. auch der Wärme- und Elektroenergieproduktion. Der Betrieb von durch Fernwärme beheizten Absorptionskälteanlagen ist den hier gezeigten Simulationsergebnissen entsprechend in Kombination mit DT nicht zu empfehlen.

7.7 Auswirkungen auf Bestandsnetze

Die Untersuchungen zur Temperaturabsenkung als auch der dezentralen Abwärmeeinspeisung wurden vom Autor bereits in /MDH 10b/ auf ein Bestandsnetz übertragen und im Rahmen vorliegender Arbeit erweitert. Die wichtigsten Unterschiede und Gemeinsamkeiten zu den Untersuchungen an der theoretischen Netzstudie nach Abschnitt 4.4 sind:

- Im Bestandsnetz zeigt sich, dass eine Temperaturabsenkung sinnvoll ist, solange die Heizaufgabe und die Versorgungssicherheit gewährleistet werden kann, ohne dass eine Nacherwärmung stattfinden muss.
- Ohne die gleichzeitige Absenkung der Rücklauftemperatur durch Sanierungsmaßnahmen der Heizungssysteme ist die LowEx-Fahrweise auf Grund der dann hohen Netzmasseströme und des hohen Energieaufwandes der Netzpumpen kontraproduktiv.
- Trotz Anpassung der Netzdimensionierung und der Heizungssysteme an die LowEx-Fahrweise ergeben sich auf Grund des im Beispielnetz vorhandenen, hohen Anteils an

TWE von 36 % des Gesamtwärmebedarfes keine energetischen und primärenergetischen Vorteile gegenüber einer Konventionellen-Fahrweise.

- Der durchgehend hohe Wärmebedarf der Abnehmer, auch in Schwachlastzeiten, ermöglicht die Rücklaufeinspeisung in das Netz. Dies wirkt sich gegenüber Einspeisung in den Netzvorlauf vorteilhaft auf die Effizienz der KA aus. Kühlwasser und Rückkühlwerk können gänzlich eingespart werden.
- Energetische oder primärenergetische Vorteile der LowEx-Fahrweise mit Netzeinspeisung 60-45 KKM-FW können dennoch gegenüber Konventioneller-Fahrweise mit ungekoppelter Kälteerzeugung 80-65 KKM-KT nicht nachgewiesen werden.
- Fernwärme betriebene AbKM ermöglichen eine zusätzliche Wärmeauskopplung und damit einhergehend höhere, wirtschaftlich interessante Elektroenergieerzeugung. Die hohen Netztemperaturen gehen jedoch auch im Bestandsnetz zu Lasten der Erzeugungswirkungsgrade der DT1 und der primärenergetischen Bewertung.

Es wird deutlich, dass die lokale Nacherwärmung innerhalb einer LowEx-Fahrweise nur bis zu einem maximalen Anteil der TWE am Gesamtwärmebedarf sinnvoll ist. Im untersuchten Bestandsnetz mit $\alpha_{TWE} = 36\%$ schneidet die Konventionelle-Fahrweise 80-65 SL mit Ausnahme bei den Wärmeverlusten in allen Bewertungsgrößen am besten ab. In weiterführenden Studien könnte eine Sensitivitätsanalyse herausarbeiten, welcher maximale Anteil an TWE mit dezentraler Nacherwärmung gegeben sein darf.

Es kann weiterhin festgestellt werden, dass auch die Abwärmeeinspeisung in Bestandsnetzen zu einer Reduzierung des Rückkühlaufwandes führt. Bei stetigem und ausreichend hohem Wärmebedarf der Abnehmer ist der gänzliche Verzicht auf Rückkühlwerke oder zentrale Pufferspeicher denkbar. Mit zunehmender Netzgröße steigt zudem das Potential der thermischen Netzspeicherung²⁸. Andererseits gehen mit der Abwärmeeinspeisung in jedem Fall eine Erhöhung der Kondensationstemperatur und damit eine Verschlechterung der Jahresarbeitszahl der KA einher. Je niedriger die Netztemperaturen sind, desto günstiger die Verhältnisse für den Fall der Wärmeentsorgung über die Fernwärme. Wie bereits in /MDH 10a/ gezeigt werden konnte, sinkt der Einfluss der Rücklaufstemperatur bei niedrigen Systemtemperaturen in EG-Turbinen. Unter diesen Gesichtspunkten ist, sofern hydraulisch möglich, die Rücklaufanhebung der Vorlaufeinspeisung vorzuziehen.

7.8 Solarthermische Wärmeeinspeisung

Der Vorteil niedriger Netztemperaturen wurde auch auf Anwendung von Solarthermieanlagen hin überprüft. Die Erzeuger speisen hierbei zentral ein und verdrängen KWK.

Im untersuchten Netzneubau ermöglicht die LowEx-Fahrweise gegenüber dem konventionellen Referenzsystem eine Nutzungsgradsteigerung der Solarthermie von 35,2 % auf 47,9 %. Dies geht mit einer Steigerung der solaren Deckungsrate und damit verbundenen Brennstoffersparnis der zentralen Erzeuger einher.

Die energetische Betrachtung zeigt, dass es durchaus sinnvoll sein kann, Solarthermie und KWK-Anlagen in Kombination zu betreiben. Die Verdrängung von KWK erzeugter Wärme führt selbst mit Bilanzierung des bilanzschließenden Ersatzkraftwerkes erst bei sehr effizienten HKW mit elektrischen Jahresnutzungsgraden $> 0,4$ (z. B. GuD) zu einem Brennstoff- und damit primärenergetischem Mehraufwand. Wie in /LowEx-FW/ bestätigt werden konnte, ist jedoch unbedingt auf die wirtschaftliche Teillastfähigkeit der KWK-Erzeuger zu achten.

7.9 Fazit

Zusammenfassend muss festgestellt werden, dass das Potential der LowEx-Fahrweise in hier definierter Art (mit dezentraler Nacherwärmung) nur dann ausgeschöpft wird, wenn die Wärmeerzeugungsanlagen mit ausreichend hoher Effizienz auf niedrige Temperaturen der

²⁸ Wobei die Kapazität entscheidend von der Lage des Einspeisers im Netz abhängig ist.

Wärmeauskopplung reagieren. Die Erzeugerseite muss klare Effizienzvorteile durch niedrige Netztemperaturen aufweisen. Dies ist mit dem derzeitigen Stand der Technik im Kleinleistungsbereich oder auch umgangssprachlich „Nahwärmebereich“ nicht erkennbar. Dieser Versorgungsstruktur bleibt es demnach aufgetragen, das Temperaturniveau der Wärmeversorgung zu senken und damit Netzverluste zu minimieren, ohne dass eine dezentrale Nacherwärmung notwendig wird. Wohnungsanschlussstationen mit Durchflusssystemen können diese Entwicklung unterstützen, da die Versorgungstemperatur nach /DVGW W551/ unter bestimmten Bedingungen unter 60 °C betragen darf.

In Fernwärmesystemen mit Energiebereitstellungsanlagen, deren Effizienz von der Temperatur der Wärmeauskopplung abhängig ist, wie der hier untersuchten Entnahme-Gegendruck-Turbine DT1, kann die LowEx-Fahrweise sowohl primärenergetisch als auch hinsichtlich Brennstoffreduktion positiv dargestellt werden. Die Möglichkeit der dezentralen Abwärmeeinspeisung aus Kälteprozessen und von Solarthermie bei effizientem Anlagenbetrieb auf Grund der niedrigen Netztemperaturen trägt weitere Vorteile dieser Fahrweise bei. Einschränkend wurde jedoch festgestellt, dass der Hilfsenergieaufwand mit wachsendem Anteil der TWE und dazu erforderlicher Nacherwärmung steigt. In /MDH 10b/ bei einem Anteil von $\alpha_{TWE} = 15\%$ und bei dem hier untersuchten Netzneubau mit $\alpha_{TWE} = 22\%$ ergeben sich primärenergetisch positive Bilanzen für die LowEx-Fahrweise. Im untersuchten Bestandsnetz mit $\alpha_{TWE} = 36\%$ übersteigt die aufzuwendende Hilfsenergie der Nacherwärmung bereits die Effizienzvorteile der Dampfturbinen. Da der Anteil der TWE perspektivisch auf Grund der zunehmend höheren Anforderungen an die Gebäudedämmung nach EnEV steigen wird, bleibt die Anwendung von LowEx-Fahrweisen mit dezentraler Nacherwärmung folglich auch im sanierten Gebäudebestand innerhalb ausgedehnter Netze fragwürdig.

Hinsichtlich Kälteerzeugung zeigen die Untersuchungsergebnisse deutlich positive Aspekte der ferwärmeversorgten AbKM durch größere Wärmeauskopplung und damit steigende Elektroenergieproduktion. Mit dem Trend zu Niedertemperaturnetzen und sinkenden Netzwärmeverlusten, steht diese Technologie allerdings zukünftig großen Herausforderungen gegenüber. Die Untersuchungsergebnisse zeigen vor allem dann auch Einschränkungen der genannten Kriterien, wenn die Effizienz der Erzeugungsanlagen hohe Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmeauskopplung aufweist. Die Entscheidung AbKM vs. KKM muss also weiterhin anhand netzkonkreter Randbedingungen, wie dem Anteil der Kälteleistung am Gesamtwärmebedarf, der perspektivischen Entwicklung der Abnehmerkonfiguration - als Bedingung für sinkende Netztemperaturen und Versorgungsleistung - getroffen werden.

Erlauben die Netzstrukturen die Nutzung des Rücklaufes für die dezentrale Abwärmeeinspeisung, konnten in jedem Fall klare Vorteile hinsichtlich Einsparung an Rückkühlwerken, ggf. Verdunstungswasser und Brennstoffeinsparung der Erzeuger nachgewiesen werden. Für die Einspeisung in den Netzvorlauf sind am konkreten Fall die technische Machbarkeit (evtl. zu hohe Kondensationstemperaturen) und die sich einstellenden Leistungszahlen der KA zu prüfen. Auch die Untersuchungen zur Verdrängung von KWK zeigen erst bei sehr effizienten KWK-Anlagen (z. B. GuD) in der Gesamtbilanz steigenden Brennstoffenergieaufwand. Da tendenziell für einen zunehmenden Anteil an Abwärme oder erneuerbarer Energie (Solarthermie) bei gleichzeitig hoher Nutzbarkeit auch steigende primärenergetische Vorteile aufgezeigt werden konnten, schätzt der Autor im Ergebnis dieser Arbeit das positive Potential der dezentralen Wärmeeinspeisung aus Abwärmequellen oder von regenerativen Energien für die zukunftsweisende Umstrukturierung der Fernwärme als sehr hoch und weiterhin untersuchungswert ein.

7.10 Ausblick

Im Rahmen der Untersuchungen ergaben sich eine Reihe interessanter Fragestellungen, die in der vorliegenden Arbeit aus zeitlichen Gründen nicht mehr beantwortet werden konnten.

Wie gezeigt wurde, hängt die Entwicklung der Systemtemperaturen der Fernwärme in großem Maße von den Temperaturen der Trinkwassererwärmungsanlagen ab. Aus Gründen des Legionellenschutzes gibt es nach /DVGW W551/ streng geregelte Mindestwerte, die nicht

unterschritten werden dürfen. Ausnahme bildet hier die sogenannte „3 Liter Regel“, die es erlaubt Durchflusssysteme mit geringem Wasserinhalt auch bei niedrigeren Temperaturen zu betreiben. Solche Anlagen konnten bereits erfolgreich installiert /SNAB 10/ und in /MDH10b/ analysiert werden. Der Autor schätzt den Simulationsergebnissen zufolge die Weiterentwicklung dieser oder ähnlicher TWE-Stationen im Besonderen auch in Hinsicht auf Wirtschaftlichkeit als eines der wichtigsten Ziele für den künftigen Aufbau von Niedertemperatur-Fernwärmesystemen ein.

Die Frage des maximalen Anteils an dezentraler Nacherwärmung, bei dem die untersuchten LowEx-Fernwärmesysteme noch effizienter als konventionelle Anlagen mit Speicherladesystemen sind, konnte nicht abschließend geklärt werden.

Der Einsatz von LowEx-Speicherladesystemen wird auf spezielle Anwendungen beschränkt bleiben. Eine weitere Möglichkeit außerhalb von LowEx-Netzen wäre die Wärmepumpen-Nacherwärmung in Rücklaufanlagen in hydraulisch begrenzten Netzabschnitten. Hierfür gilt es Pilotprojekte zu finden, in denen solche Anlagen praktisch ausgelegt und installiert werden können.

Die dezentrale Abwärmeeinspeisung wurde in dieser Arbeit rein bilanziell für Kälteanlagen untersucht. Daneben sind im Besonderen auch solarthermische Anlagen für die dezentrale Wärmeeinspeisung präferiert, um den regenerativen Anteil im Fernwärmenetz zu erhöhen (siehe beispielsweise /DezEin 13/). Die dezentrale Wärmeeinspeisung wirft eine Reihe wichtiger Fragestellungen auf, die an dieser Stelle unbeantwortet bleiben mussten:

- Entwicklung geeigneter Preismodelle für die Wärmeeinspeisung (besonders bei gekoppelter Funktion Bezug-Einspeisung eines Abnehmers). Denkbar sind an dieser Stelle völlig neue Marketingkonzepte und Funktionen des FW-Netzes. Der Netzbetreiber kann als Dienstleister ein Temperaturniveau zur Verfügung stellen, ohne die Richtung des Energieflusses einzuschränken. Einspeisung und Bezug könnten dann in Abhängigkeit des Lastzustandes und der verfügbaren Wärmekapazität des Netzes vergütet werden.
- Rechtliche Belange der Einspeisung (Haftung, Versorgungssicherheit, Eigentumsfragen der dezentralen Erzeugereinheiten, etc.)
- Auswirkungen der dezentralen Pumpen auf die Gesamtdruckhaltung im System (im Besonderen in Extremsituationen mit hoher Netzeinspeisung und geringem Wärmebedarf)
- Entwicklung bilanzausgleichender Anlagen (Speicher, Rückkühlwerke), Regelungs- und Druckhaltungskonzepte für den Fall eines Wärmeüberschusses
- Erstellen temperaturgeführter Regelungskonzepte zur dezentralen Wärmeeinspeisung
- Auswirkungen hoher Lastwechselgradienten auf die Versorgungsleitungen und – Armaturen

Im Bereich der Modellentwicklung ist es für zukünftige Projekte von Bedeutung, aktuelle Entwicklungen von Rohrleitungen im Niedertemperaturbereich, wie z. B. flexiblen Duo- oder Quadriga-Rohre in die Bibliotheken des *TRNSYS-TUD* aufzunehmen und die Wärmeverlustberechnungen entsprechend zu modifizieren.

8. Schrifttum

- /2003/87/EG/ RICHTLINIE 2003/87/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 13. Oktober 2003 über ein System für den Handel mit Treibhausgasemissionszertifikaten in der Gemeinschaft und zur Änderung der Richtlinie 96/61/EG des Rates, http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/eu_emissionshandelsrichtlinie.pdf
- /2004/8/EG/ Festlegung harmonisierter Wirkungsgrad-Referenzwerte für die getrennte Erzeugung von Strom und Wärme in Anwendung der Richtlinie 2004/8/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, 12.2006
- /2011/877/EU/ Entscheidung der Kommission vom 19.12.2011 zur Festlegung harmonisierter Wirkungsgrad-Referenzwerte für die getrennte Erzeugung von Strom und Wärme in Anwendung der Richtlinie 2004/8/EG des Europäischen Parlaments und des Rates und zur Aufhebung der Entscheidung 2007/74/EG der Kommission. Aktenzeichen K(2011) 9523
- /AGFW 10/ AGFW Hauptbericht 2010, www.agfw.de
- /Annex 37/ Annex 37 - Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings, <http://virtual.vtt.fi/virtual/proj6/annex37/>, 05.08.2003
- /Annex 49/ ECBCS Annex 49 - Low Exergy Systems for High-Performance Buildings and Communities, www.annex49.com, August 2010
- /AnnexX 11/ Svend Svendsen: Towards 4th Generation District Heating: Experiences with and Potential of Low-Temperature District Heating, IEA-DHC Annex X, 2011
- /ASUE 10/ BHKW Grundlagen, ASUE, 2010
- /Bartels 02/ Bartels, K.: Erweiterte Nutzung ausgelasteter Fernwärmenetze, EuroHeat&Power, 2002, Ausgabe 10, S. 34 ff
- /Beyssat 10/ Beyssat T.: Vergleich der thermischen Anforderungen an die Trinkwassererwärmung in Europa, Großer Beleg, TU Dresden, Professur für Energiesystemtechnik und Wärmewirtschaft, 2010
- /Bitzer 421/ BITZER-Software für Windows, Version 4.2.1
- /Bock 07/ Bock GmbH & Co. Kältemaschinenfabrik Kältemittel Fibel V. - Bd. 5.
- /Brand 12/ Marek Brand, Jan Eric Thorsen, Svend Svendsen, Numerical modelling and experimental measurements for a low-temperature district heating substation for instantaneous preparation of DHW with respect to service pipes, Energy, Volume 41, Issue 1, May 2012, Pages 392-400, ISSN 0360-5442, 10.1016/j.energy.2012.02.061.
- /Burandt 07/ Burandt: persönliche Informationen, 2007
- /Ciconkov 04/ Ciconkov R., Hilligweg A.: Ein modulares physikalisches Modell zur Simulation von Kälteanlagen, Sonderdruck Schriftenreihe der Georg-Simon-Ohm-Fachhochschule Nürnberg Nr. 28, November 2004
- /CoolPack/ CoolPack – A Collection of Simulation Tools for Refrigeration, Technical University of Denmark, Version 1.46
- /Cube 81/ Cube L., et al.: Lehrbuch der Kältetechnik, Verlag F.C.Müller, Band 1, 1981
- /DezEin 13/ Forschungsvorhaben: Dezentrale Einspeisung in Nah- und Fernwärmenetze unter besonderer Berücksichtigung der Solarthermie, TU Dresden, 2013, FKZ des BMWT: 03ET1039B
- /DHCVP 12/ DHC+ Technology Platform: District Heating & Cooling – a vision towards 2020 – 2030 – 2050, Euroheat & Power, <http://www.dhcplus.eu>, Juni 2012
- /DHWcalc/ Jordan, U.; Vajen K.: DHWcalc - Werkzeug zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis, IEA-SHC Task 26, 2003

8 Schrifttum

- /DiARo 08/ Dittmann A., Robbi, S.: Das Spannungsfeld einer ökologischen Bewertung von KWK-Anlagen, Kraftwerkstechnisches Kolloquium Dresden, 2008
- /DiLRo 08/ Dittmann L., Robbi S.: Fernwärmeausbau versus Dämmung auf Passivhausstandard – ein primärenergetischer Widerspruch?, Euro Heat & Power, Juli 2008
- /DIN V 18599-1/ Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger, Februar 2007
- /DIN EN ISO 13790/ DIN EN ISO 13790:2008-09, Energieeffizienz von Gebäuden - Berechnung des Energiebedarfs für Heizung und Kühlung (ISO 13790:2008); Deutsche Fassung EN ISO 13790:2008
- /DiRoSa 11/ Dittmann A., Robbi, S., Sander, T.: Allocation of CO₂ Emissions to Power and Heat from CHP-Plants, EuroHeat&Power, 2011
- /DiSa 09/ Dittmann A., Sander T., Menzler G.: Die ökologische Bewertung von Wärme und Elektroenergie als eine Instrument zur Erhöhung der Akzeptanz der Kraft-Wärme-Kopplung, Sonderdruck VIK Veröffentlichung 2009
- /DittmannL 08/ Dittmann, L.: Beiträge zur optimalen Auslegung und Betriebsführung von Absorptions-Kältemaschinen im Systemverbund, Dissertation, TU Dresden, 2008, beigelegte Exceltools
- /DKV AB3/ DKV-Arbeitsblatt 3-01
- /DVGW W551/ DVGW Arbeitsblatt W 551, Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen, April 2004
- /Epsilon/ Epsilon® Professional, STEAG Energy Services GmbH, Release 10.0
- /Ecoon/ Ecoon B.V., persönliche Informationen des Firmenleiters und Internetinformationen, <http://www.ecoon.nl/de>, Juli 2012
- /EES/ Engineering Equation Solver (EES), Klein S.A., Department of Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, http://sel.me.wisc.edu/ees/new_ees.html, 2012
- /EEWärmeG/ Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich, 2012
- /EKo 10/ Energiekonzept für eine umweltschonende, zuverlässige und bezahlbare Energieversorgung, BMWi, BMU, 28.09.2010
- /EnEV/ Verordnung über energiesparenden Wärmeschutz und energiesparende Anlagentechnik bei Gebäuden (Energieeinsparverordnung – EnEV), 2007
- /FW309-1/ AGFW Arbeitsblatt FW 309 Teil 1, Energetische Bewertung von Fernwärme – Bestimmung der spezifischen Primärenergiefaktoren für Fernwärmeversorgungssysteme, Mai 2010
- /FW309-5/ AGFW Arbeitsblatt FW 309 Teil 1, Energetische Bewertung von Fernwärme – Erfüllung der Anforderungen des EEWärmeG, Dezember 2010
- /FW309-6/ AGFW Arbeitsblatt FW 309 Teil 6 - Entwurf, Energetische Bewertung von Fernwärme – Bestimmung spezifischer CO₂ Emissionsverfahren, Dezember 2012
- /FW 311/ AGFW Arbeitsblatt FW 311, Energetische Bewertung von Fernkälte, 2011
- /Gabrielaitiene 07/ Gabrielaitiene, I., et al.: Böhm, B., Sunden, B.: Modelling temperature dynamics of a district heating system in Naestved, Denmark—A case study, Energy Conversion and Management 48 (2007) 78–86
- /Gaudet 11/ Gaudet T.: Der Einsatz von Wärmepumpen in hydrogeothermisch versorgten Fernwärmesystemen, TU Dresden, Professur für Gebäudeenergie-technik und Wärmeversorgung, Diplomarbeit, 2011
- /Geering 03/ Geering H.: Regelungstechnik, Mathematische Grundlagen, Entwurfsmethoden, Beispiele, 6. Auflage, Springer Verlag 2004

/Gobmaier 05/ Gobmaier, T.; Hauptmann, F.: Energetische Optimierung eines Nahwärmenetzes, EuroHeat&Power, 2005, Ausgabe 7-8, S. 44 ff.

/Groß 11/ Groß S.: Grundlagen der Solarthermie und solarthermischer Anlagen, interner Bericht, TU Dresden, Institut für Energietechnik, 2011

/Haas 09/ Haas, D.: Weiterentwicklung und Validierung eines Moduls zur thermohydraulischen Simulation von Nahwärmenetzen, Diplomarbeit FH Gießen-Friedberg, März 2009

/Hai., Vald. 09/ Haiyan, L., Valdimarsson, P.: DISTRICT HEATING MODELLING AND SIMULATION, PROCEEDINGS, Thirty-Fourth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, February 9-11, 2009, SGP-TR-187

/HaRo 11/ Dipl.-Ing. (FH) Dominik Haas, Dipl.-Ing. Steffen Robbi:
Diskretes Gebäudemodell zur dynamischen thermohydraulischen Fernwärmesimulation
In "Aktuelle Beiträge zur Technischen Thermodynamik, Energietechnik und Fernwärmeversorgung", Sonderveröffentlichung der AGFW, Frankfurt am Main, 2011

/Heinrich 86/ Heinrich, G., et al.: Wärmepumpenanwendung in Industrie, Landwirtschaft, Gesellschafts- und Wohnungsbau, Berlin Verl. Technik, 2. Auflage, 1986

/HuhnJ 00/ Huhn, J.: Lehrveranstaltung Technische Thermodynamik (Teil Wärmeübertragung), Studienbrief, TU-Dresden, 2000

/HuhnR 08/ Huhn, R.: Beitrag zur thermodynamischen Analyse und Bewertung von Wasserwärmespeichern in Energieumwandlungsketten, Dissertation, TU-Dresden, 2008

/Kabelac 06/ Kabelac F. und Stadtländer C.: Entwicklung eines Arbeitsfluides für Hochtemperaturwärmepumpen, 2006

/Klenner 09/ Klenner S.: Analyse von kleinen und mittleren Nahwärme- und Kältenetzen, Studienarbeit, TU-Dresden, 2009

/KMKreis/ Kreislaufberechnungsprogramm - KMKreis, Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH (FKW), 2002

/Knabe 92/ Knabe G.: Gebäudeautomation, Verlag für Bauwesen Berlin München, 1992

/Knierim 07/ Knierim, R.: Rücklauftemperatur: Ungehobener Schatz für Versorger und Kunden, EuroHeat&Power, 2007, Ausgabe 3, S. 56-65

/Kraus 06/ Kraus, D.; Gobmaier, T.: Einbindung dezentraler solarthermischer Anlagen in Nahwärmenetze, EuroHeat&Power, 2006, Ausgabe 3, S. 34 ff.

/KWKG/ Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz), Fassung 2006

/Larsen 02/ Larsen, H., et al.: Aggregated dynamic simulation model of district heating networks, Energy Conversion and Management 43 (2002) 995–1019

/Li 12/ Li, H., Svendsen, S.: Energy and exergy analysis of low temperature district heating network, Energy, ISSN 0360-5442, 10.1016/j.energy.2012.03.056.

/Lichtblick/ http://www.lichtblick.de/h/ZuhauseKraftwerk_285.php, 2012

/LowEx.Net/ LowEx.Net – Network of International Society for Low Exergy Systems in Buildings, www.lowex.net, 2010

/LowEx-FW/ Forschungsvorhaben: LowEx-Fernwärme: „Erhaltung der Marktfähigkeit hocheffizienter KWK-Anlagen mittels Einbindung von Umweltenergie mit Berücksichtigung thermischer Sicherheitsabstände zur Zone des Legionellenwachstums bei Trinkwassererwärmung“, TU-Dresden, 2013, FKZ BMWi - 0327831B

8 Schrifttum

- /MDH 10a/ Rhein, M.; Wirths, A.: Low Temperature & CHP. Ausführlicher Schlussbericht zum Teilthema I des BMWi-Forschungsprojektes LowEx Fernwärme: Multilevel District Heating, FKZ: 0327400B; TU Dresden, 2010, ISBN-Nr. 3-89999-030-7
- /MDH 10b/ Robbi, S.; Haas, D. ; Eckstädt, E: Multifunktionale Fernwärmesysteme. Ausführlicher Schlussbericht zum Teilthema II des BMWi-Forschungsprojektes LowEx Fernwärme: Multilevel District Heating, FKZ: 0327400B; TU Dresden, 2010, ISBN-Nr. 3-89999-031-5
- /MDH 10c/ Mainzenbach, A., Knorr, M.: Einfluss sinkender Vorlauftemperaturen auf die Gebäudetechnik. Ausführlicher Schlussbericht zum Teilthema III des BMWi-Forschungsprojektes LowEx Fernwärme: Multilevel District Heating, FKZ: 0327400B; TU Dresden, 2010, ISBN-Nr. 3-89999-033-1
- /Munser 82/ Munser, H.: Fernwärmeversorgung, Wärmelehre und Wärmewirtschaft, Band 26, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1982
- /NagLib/ NAG Fortran 90 Library, NAG Numerical Algorithms Group
- /Pauer 71/ Pauer, W.; Munser, H.: Einführung in die Kraft- und Wärmewirtschaft. Steinkopff-Verlag 1971
- /Perschk 00/ Perschk, A.: Gebäude-Anlagen-Simulation unter Berücksichtigung der hygrischen Prozesse in den Gebäudewänden, Dissertation, TU Dresden, 2000
- /Preußer 01/ Preußer, S.: Wärmepumpenanlagen mit fortschrittlicher interner und externer Kreisprozessgestaltung, Abschlussbericht, TU Dresden, 2001
- /REFPROP/ NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database, Version 8.0
- /Robbi 08a/ Robbi, S.: Einsatzmöglichkeiten und -grenzen von Wärmepumpen zur Rücklaufauskühlung in Fernwärmenetzen, 1. Fernwärmekolloquium Gießen, 2008
- /Robbi 08b/ Robbi, S.: Wärmesenken im Netzzrücklauf - Wärmepumpen contra Rücklaufanschlüsse, Fernwärmekolloquium Dresden, 2008
- /Robbi 11/ Robbi, S.: Primärenergiefaktor der Fernwärme – Vorteile für die Sanierung?, Infoveranstaltung der Fachgruppe Fernwärme, Stadtwerke Halle, 2011
- /Rørnet 09/ Dokumentation zum Programm Rørnet der Firma Rambøll, 2009
- /Seifert 09/ Seifert, J.: Ein Beitrag zur Einschätzung der energetischen und exergetischen Einsparpotentiale von Regelverfahren in der Heizungstechnik. TUDpress Verlag Dresden, Habilitationsschrift, 2009
- /SEM 12/ Felsmann C., Seifert J. et al.: Smart Energy Management - Intelligentes Energiemanagement von Strom - Gas - Wärme - Kälte, Abschlussbericht, TU Dresden, BMWi FKZ 0327832C, 2012-12
- /Sexauer 87/ Sexauer H.J., et al.: Lehrbuch der Kältetechnik, C.F. Müller, 1987
- /sisHYD 09/ Dokumentation zum Programm sisHYD von der Firma GEF-RIS AG, 2009
- /SNAB 10/ Reuß, M., et al.: Begleitforschung Solare Nahwärme Am Ackermannbogen in München – SNAB, Abschlussbericht des ZAE-Bayern, BMU FKZ 0329607G, Oktober 2010
- /Solites 03/ Solar unterstützte Nahwärmeversorgung mit und ohne Langzeit-Wärmespeicher, Forschungsbericht des BMBF/BMWA, 2003
- /ST2000/ Bodmann, M., Mangold, D., Nußbicker, J., Raab, S., Schenke, A., Schmidt T.: Solar unterstützte Nahwärme und Langzeit-Wärmespeicher (Februar 2003 bis Mai 2005) Forschungsbericht zum BMWA / BMU-Vorhaben 0329607F, Stuttgart, 2005
- /STEFaN/ Software zur Trassen-Erschließung Fernwärme für allgemeine freie Nutzung, Version 0.9.13, Technische Universität Dresden, Professur Gebäudeenergie-technik und Wärmeversorgung, Copyright © 2010 Stefan Gnüchtel
- /TaschenbuchKT 05/ Taschenbuch der Kältetechnik, C.F.Müller Verlag, 2005
- /TERMIS/ 7-Technologies A/S, <http://www.7t.dk/>, Februar 2011

/TRY 04/	Testreferenzjahr des Deutschen Wetterdienstes, 2005, http://www.dwd.de
/TYPE 372/	Hornberger M.: TYPE 372 - E-Pump, Simulationsprogramm für elektrische Wärmepumpe
/Type 201/	Afjei, Th. ; Wetter, M.: Kompressionswärmepumpe inklusive Frost- und Taktverluste / Zentralschweizerisches Technikum Luzern. Forschungsbericht, 1996
/Type 74/	Drück, H.: Weiterentwicklung und Validierung des Modells für solare Warmwasserspeicher '4Port' für das Simulationsprogramm TRNSYS; Diplomarbeit, 1994, Universität Stuttgart, IKE
/VDI 2067-1/	VDI 2067, Blatt 1: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen, Grundlagen und Kostenberechnung, September 2000
/VDI Wärmeatlas 97/	VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer Verlag, 1997
/Veld 10/	Veld, P.; Roijen E.: The Minewater Project Heerlen - LowExery Heating and Cooling in Practice, Chapter 6.2.4 of Local Governments and Climate Change, Advances in Global Change Research 39, Springer Science + Business Media B.V., 2010
/Winkens 99/	Winkens, H.P.: Heizkraftwirtschaft und Fernwärmeversorgung - ein Kompendium / Hans Peter Winkens. Mit einem rechtlichen Beitrag von W. Brockhaus und A. Topp, VWEW-Verlag, 1999
/Wirths 08/	Wirths, A.: Einfluss der Netzrücklauftemperatur auf die Effizienz von Fernwärmesystemen, 13. Dresdner Fernwärme-Kolloquium, September 2008
/Wirths 10/	Wirths, A.: Wärmeversorgung aus dem Rücklauf des Netzes - Eine Messtechnische Analyse, EuroHeat&Power, 2010, Vol. Heft 9, pp. S. 40-47
/Wolf 11/	Wolff, D. und Jagnow, K.: Überlegungen zu Einsatzgrenzen und zur Gestaltung einer zukünftigen Fern- und Nahwärmeversorgung, Wolfenbüttel/Braunschweig, www.delta-q.de ; 2011
/Wünsche 96/	Wünsche, A.: Diverse Messungen von Hausanschlussstationen im Fernwärmesystem Dresden, TU-Dresden, 1996
/Yoshiyuki 08/	Yoshiyuki, S., et al.: Verification of energy efficiency of district heating and cooling system by simulation considering design and operation parameters, Building and Environment, 43 (2008) 569–577
/Zschoernig 04/	Zschoernig, J.: Nutzung von Heizwassernetzen zur Wärmeversorgung und Wärmeentsorgung, 9. Dresdner Fernwärme-Kolloquium, 2004

9. Anhang

A. Linksprozesse in LowEx-Fernwärmesystemen

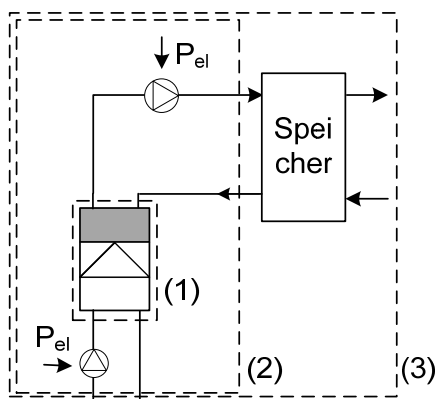
A.1 Allgemeines

Die LowEx-Fahrweise macht eine lokale Nacherwärmung der TWE notwendig. Dafür stehen die verschiedensten Erzeugeranlagen zur Verfügung, angefangen von rein elektrischer Nacherwärmung über Heizkessel bis hin zu Solarthermieranlagen. In vorliegender Arbeit werden Linksprozesse untersucht, die das FW-Netz als Wärmequelle nutzen, und damit einen wesentlich geringeren zusätzlichen Energie- und Exergieaufwand benötigen, als vom FW-Netz entkoppelte Erzeugungsanlagen.

Auf Grund der hohen wärmequellseitigen Temperaturanforderungen, bedarf es einer eingehenden Analyse der technischen Realisierbarkeit und Marktverfügbarkeit solcher Anlagen. Diese Analyse wird im Folgenden dargestellt.

A.2 Bilanzraum, Bilanzgrößen

Die berücksichtigten Bilanzgrenzen der Wärmepumpensysteme werden in Bild 9-1 dargestellt.



Bilanzgrenze 1 – Innere Leistungszahl
Hilfsenergie der Wärmequelle und
Wärmesenke wird *nicht* berücksichtigt

Bilanzgrenze 2 – Äußere Leistungszahl
Hilfsenergie der Wärmequelle und
Wärmesenke wird berücksichtigt

Bilanzgrenze 3 – System-Leistungszahl
Hilfsenergie des Gesamtsystems
Heizwärme- oder Kälteerzeugung wird
berücksichtigt (z.B. Speicherverluste)

Bild 9-1 Bilanzgrenzen
Wirkungsgrad von Wärmepumpen

Die in der Ergebnisdiskussion angegebenen Leistungszahlen der Wärmepumpen beziehen sich einheitlich auf Bilanzgrenze 2. Für Betrachtungen des Gesamtsystems Fernwärme fließen alle anderen Hilfsenergien mit ein – Bilanzgrenze 3.

A.3 Einsatzbereiche

Bei konventionellem Einsatz von KWP für Heizung und TWE in Gebäuden wird Umweltenergie mit Temperaturen $<20\text{ °C}$ als Wärmequelle genutzt. Im Fernwärmesystem hingegen stehen wesentlich höhere Wärmequelltemperaturen zur Verfügung, sodass bei gleicher Heiztemperatur höhere Leistungszahlen erreicht werden können. In Bild 9-2 ist für einen beispielhaften Temperaturbereich dargestellt, wie sich die Wärmequell- und -Senktemperatur auf die Effizienz der Wärmepumpen auswirken.

Aus energetischen Gründen ist demnach immer eine möglichst geringe Spreizung zwischen Kondensation und Verdampfung anzustreben, wobei auf Einhaltung technischer Grenzen zu achten ist.

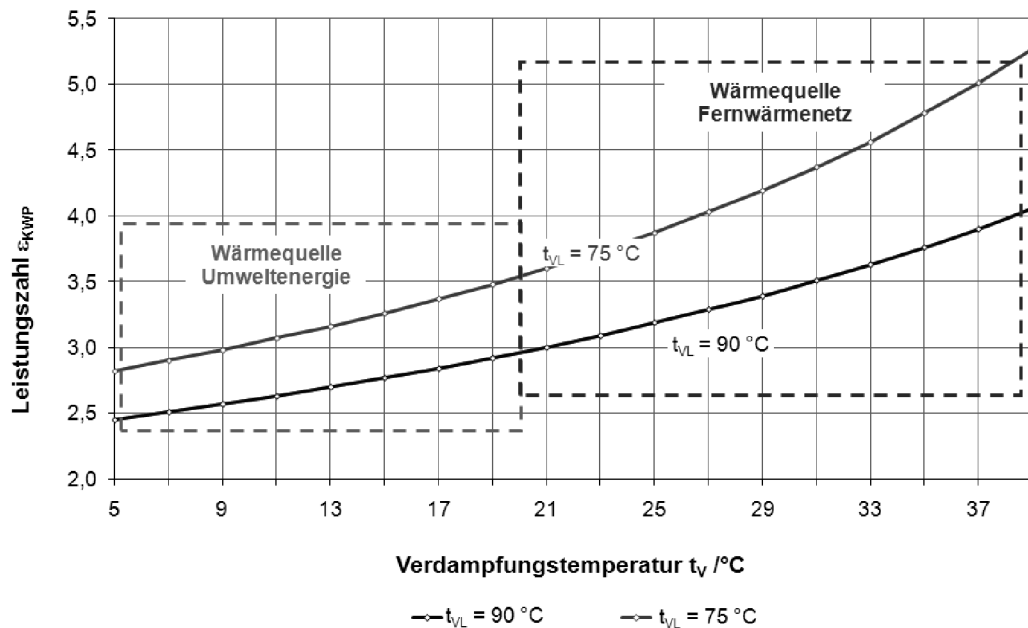


Bild 9-2 Leistungszahl einer R134a Wärmepumpe (einstufig) in Abhängigkeit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur

Wärmequelle

Für die Wärmepumpenanwendung in den zu untersuchenden LowEx-Netzen werden maximale Vorlauf- und damit Wärmequelltemperaturen (am Abnehmer) von 60 °C erreicht. Die sommerliche Absenkung soll bis zu 45 °C erfolgen. Werden 10 K Differenz zur Verdampfungstemperatur vorausgesetzt, ergibt sich ein Temperaturbereich von:

- Verdampfungstemperatur: 35 °C – 50 °C.

Wie sich in den nachfolgenden Diskussionen zur Druckbeanspruchung zeigt, wirken sich vor allem hohe Verdampfungstemperaturen größer 45 °C problematisch auf die Wärmepumpen aus. Hierfür gilt es geeignete, technische Lösungen zu finden.

Wärmesenke

Die Temperatur der Wärmesenke hängt von den Anforderungen der Wärmenutzung der Wärmepumpe ab. In vorliegenden Untersuchungen werden die KWP ausschließlich zur TWE verwendet, sodass die maximale Warmwassertemperatur zzgl. der Grädigkeit des Kondensators die Kondensationstemperatur bestimmt.

- Maximale Kondensationstemperatur: 70 °C

Dieser Grenzwert stellt keine besonderen Herausforderungen an den heutigen Stand der Technik von KWP dar.

Leistungsbereich

Der notwendige (Heiz-)Leistungsbereich der Wärmepumpen ist abhängig vom Anwendungsfall und dem spezifischen Netz. Für eine direkte Kopplung in das Fernwärmenetz kann der zweistellige Megawattbereich erreicht werden. Für die Versorgung der hier im Netz vorhandenen Ein- und Mehrfamilienhäuser sind wesentlich geringere Anschlussleistungen bis kleiner 10 kW ausreichend²⁹. In /MDH 10b/ wurden für die untersuchten MFH mit 8-12 Wohneinheiten Wärmepumpen mit 4 kW, 8 kW und 10 kW Heizleistung verglichen. Unterschiede ergeben sich hinsichtlich Laufzeiten, energetischem Aufwand für die Umwälzpumpen und Auskühlverlusten.

²⁹ Zzgl. Vorwärmer zur direkten Wärmeübertragung

Die Ergebnisse stellten die 8 kW Anlage mit bestem Jahresnutzungsgrad heraus, sodass diese in vorliegender Arbeit angewendet wird.

A.4 Technische Grenzen

Bild 9-3 zeigt schematisch den Einsatzbereich von Hubkolbenverdichtern hinsichtlich der Kondensationstemperatur t_{Ko} und der Verdampfungstemperatur t_v /Bock 07/.

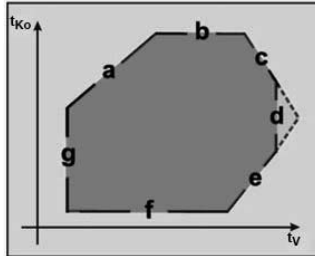


Bild 9-3 Einsatzgrenzen eines Kältemittelverdichters /Bock 07/

Die Einsatzgrenzen der Verdichter resultieren aus folgenden Kriterien:

- Linie a) der von der Gehäusekonstruktion abhängige, höchstzulässige Betriebsdruck
- Linie b) zulässige Verdichtungsendtemperatur oder die zulässige Öltemperatur
- Linie c) max. zulässige Antriebsleistung bzw. Stromaufnahme
- Linie d) max. Verdampfungstemperatur
- Linie e) min. Differenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur
- Linie f) min. Kondensationstemperatur
- Linie g) min. Verdampfungstemperatur

Für den Einsatz im Fernwärmesystem bedürfen besonders die Grenze a), b) und d) einer näheren Betrachtung.

Druckfestigkeit

Nach /Sexauer 87/ wird der maximale Betriebsdruck durch die maximale Druckfestigkeit des Verdichters bestimmt. Übliche Verdichter sind für etwa 24 bar bis 26 bar ausgelegt.

Die maximale Verdampfungstemperatur stellt ebenfalls eine Belastungsgrenze des Verdichters dar. Sie wird durch konstruktive Bedingungen gesetzt, wie z.B. das Saugvermögen der Ölpumpe, die Belastung der Kurbelwellen-Längslager und Wellendichtungen. Übliche Belastungsgrenzen liegen zwischen 7 bar und 9 bar. Kältemittel für den Klimabereich besitzen bei den erforderlichen Verdampfungstemperaturen im Fernwärmenetz wesentlich höhere Dampfdrücke, sodass für diesen Einsatzfall entweder alternative Kältemittel oder druckfestere Verdichter gewählt werden müssen.

Zulässige Öltemperatur

Jedes Kältemittelöl unterliegt auf Grund der ständigen thermischen Belastung einer gewissen Alterung. Um die notwendigen Ölwechselintervalle der Kälteanlagen auf einen bestimmten Zeitraum zu begrenzen, geben die Hersteller ihren Kunden Maximaltemperaturen für den Kältekreislauf vor, die nicht überschritten werden sollten. Die Größen beruhen auf Erfahrungswerten und sind abhängig von Ölsorte, Kältemittel und Betriebsweise der Anlage. Typische Grenzwerte liegen zwischen 90 °C und 100 °C. Bei Überschreitung der Grenzen müssen Ölkühler verwendet werden, welche einen erhöhten Eigenbedarf verursachen.

A.5 Kältemittel

A.5.1 Allgemeine Übersicht

Um die Auswahl an möglichen Arbeitsmitteln im Hochtemperaturbereich zu verdeutlichen, wird in Tabelle 9-1 ein entsprechender Vergleich gezeigt, wobei der Wert „1“ für die Zulässigkeit und Wert „0“ für Nichterfüllen des Einsatzes des Kältemittels für das genannte Kriterium steht.

Kritische Temperatur

Es sind die Klimakältemittel aufgeführt, deren kritische Temperatur t_{krit} größer ist als 95 °C, was der Grenze für den hier definierten Einsatzbereich zur TWE zzgl. eines Sicherheitsbereiches entspricht. Zur Veranschaulichung sind auch Kältemittel für $t_{krit} > 125$ °C gekennzeichnet.

Maximaler Dampfdruck

In Tabelle 9-1 Spalte 3 („ $p_s < 7$ bar“) bis 5 ($p_s < 25$ bar) sind die Kältemittel entsprechend ihres Dampfdruckes p_s bei 7 bar (Maximaldruck auf Saugseite von Standardverdichtern) und 25 bar (Maximaldruck auf Druckseite von Standardverdichtern) markiert. Spalte 3 bezieht sich auf eine durchschnittliche Netzrücklaufumtemperatur von 60 °C, die auf 50 °C abgekühlt wird, sodass sich bei einer Grädigkeit von 5 K eine Verdampfungstemperatur von 45 °C einstellt. Spalte 4 und 5 zeigen dementsprechend Kältemittel, die bei einer Kondensationstemperatur von 90 °C oder 120 °C den Druck von 25 bar nicht überschreiten.

Tabelle 9-1 Auswahl geeigneter Wärmeträgermedien

Hinweis: 1 – geeignet, 0 – ungeeignet

Reine Fluide	$t_{krit} > 95^\circ\text{C}$	$p_s < 7\text{bar}$ $p_s (t_{v,max}=45^\circ\text{C})$	$p_s < 25\text{bar}$ $p_s (t_{ko}=70^\circ\text{C})$
R11	1	1	1
R113	1	1	1
R114	1	1	1
R123	1	1	1
R141b	1	1	1
R142b	1	1	1
R236ea	1	1	1
R245ca	1	1	1
R245fa	1	1	1
R600	1	1	1
R600a	1	1	1
R718	1	1	1
R365mfc	1	1	1
R717	1	0	1
R124	1	1	1
R236fa	1	1	1
RC318	1	1	1
R12	1	0	1
R22	1	0	1
R134a	1	0	1
R152a	1	0	1
R227ea	1	0	1
R290	1	0	1
Gemische			
R401a	1	0	1
R401b	1	0	1
R401c	1	0	1
R405a	1	0	1
R406a	1	0	1
R409a	1	0	1
R409b	1	0	1
R411a	1	0	0
R411b	1	0	0
R414b	1	0	1
R500	1	0	1
R501	1	0	0

	HFCKW
	FCKW
	HFKW
	FKW
	natürlich

A.5.2 Umweltgefährdung

Ein wichtiges Beurteilungskriterium ist die chemische Zusammensetzung und daraus folgende Umweltgefährdung. Die Deklaration der einzelnen Gruppen wird in Tabelle 9-1 farblich hervorgehoben.

Um die negativen Auswirkungen von FCKW auf die Ozonschicht zu reduzieren, wurde 1987 das Protokoll von Montreal unterzeichnet, welches den schrittweisen Ausstieg aus der Verwendung von FCKW vorsieht. Demnach dürfen ab 1995 keine FCKW in Neuanlagen verwendet und

teilhalogenierte Kohlenwasserstoffe (H-FCKW) nur als Übergangslösung bis maximal zum Jahr 2040 benutzt werden. In Deutschland wurde diese Regelung ab 2000 zudem durch eine Verbreitungssperre für R22 über die FCKW-Halon-Verbots-Verordnung verstärkt. Die 2007 in Kraft getretene „Verordnung (EG) Nr. 2037/2000 des Europäischen Parlaments und des Rates über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen“ (Verordnung (EG) Nr. 2037/2000) erweitert diese und sieht bis 2015 einen Ausstieg aus der Verwendung von Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) vor.

Bis zum Verbot von FCKW wurde für Hochtemperaturwärmepumpen in industriellen Anwendungen vorrangig R114 genutzt. Ein adäquater Ersatzstoff erfordert eine hohe kritische Temperatur bei niedrigem Druckniveau. Die Auswahl an dafür geeigneten Niedertemperaturkältemitteln ist jedoch sehr begrenzt.

Nach Tabelle 9-1 zeigen sich R134a, R152a, R227ea, R236ea/fa, R245ca/fa und R365mfc sowie die natürlichen Arbeitsmittel aus heutiger Sicht der Umweltverträglichkeit als geeignet.

A.5.3 Vergleich geeigneter Kältemittel

R134a

Das Kältemittel wird gegenwärtig in Hochtemperaturwärmepumpen in Fernwärmenetzen verwendet. Die hohen Wärmequelltemperaturen und damit verbunden die Druckanforderungen erfordern kostenintensiven Anlagenbau. Dennoch bietet dieses Arbeitsmittel den großen Vorteil, dass viele Erfahrungen mit seinem Umgang vorhanden sind. Es bleibt jedoch abzuwarten, was die gegenwärtige politische Diskussion auf europäischer Ebene um den generellen Ausstieg aus der Nutzung von Fluorkohlenwasserstoffen erbringt.

R245ca/fa

Die Kältemittel R245ca und R245fa erfüllen alle genannten Spezifika für einen Einsatz im Fernwärmenetz. Es besitzt relativ niedrige Dampfdrücke, sodass konventionelle Verdichter genutzt werden können. Außerdem ist der Isentropenexponent gering, was niedrige Druckgastemperaturen und dementsprechend ausreichend hohe Leistungszahlen ermöglicht. Es ist prinzipiell gut geeignet für einen Wärmepumpeneinsatz, nur konnte bisher vom Bearbeiter keine Anwendung in Wärmepumpen aufgezeigt werden.

R152a

R152a besitzt eine hohe volumetrische Kälteleistung und sehr geringes Treibhauspotential (Global Warming Potential - GWP = 140). Es wird seit vielen Jahren in Gemischen in der Kälteindustrie verwendet, allerdings bisher nicht als Einstoffkältemittel. Wenn die momentan laufende Kältemitteldiskussion zum generellen Verbot von fluorierten Kohlenwasserstoffen führt, könnte R152a auf Grund des niedrigen GWP das einzig nutzbare synthetische Kältemittel werden. Als nachteilig erweist sich seine leichte Brennbarkeit (Sicherheitsgruppe A2), wodurch erhöhte Sicherheitsanforderungen notwendig werden.

Die Siedetemperatur für 7 bar beträgt 30,5 °C, sodass für Fernwärmeeinsatz spezielle Konstruktionen mit hohen Druckfestigkeiten notwendig werden.

R600, R600a

Auf Grund der hohen Entflammbarkeit nach EU Gefährdungsklasse F+ ist R600 und R600a nur für kleine Anlagen zu empfehlen.

R365mfa/R227ea

In der vom FKW Hannover und Solvay durchgeführten Untersuchung /Kabelac 06/ erwies sich ein zeotropes Kältemittelgemisch aus R365mfc und R227ea für Hochtemperaturwärmepumpen als besonders geeignet. Es besitzt kein Ozonabbaupotential (GWP = 0), eine hohe kritische Temperatur ($t_{krit} = 177,4 \text{ °C}$) bei niedrigem Dampfdruck ($p_{krit} = 28,5 \text{ bar}$) und ist relativ preiswert,

da R365mfc in großem Maße in der Schaumstoffindustrie verwendet wird. Der größte Vorteil bietet sich durch die gleitenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Gemisches, wodurch sehr niedrige exergetische Verluste und entsprechend hohe Leistungszahlen entstehen. Messwerte des ersten Prototypen (siehe Tabelle 9-2, FKW Hannover) bestätigen die theoretischen Untersuchungen und Verwendbarkeit in herkömmlichen Anlagen. Es zeigten sich geringe Abweichungen von den theoretischen Leistungszahlen von bis zu 15 % auf Grund größerer Druckverluste in den Wärmeübertragern. Interessanterweise bestätigte der zuständige Mitarbeiter der Hersteller- und Vertriebsfirma Solvay, dass das Gemisch bis auf den Prototypen keine weitere Verwendung fand. Eine Angabe von Ursachen war nicht möglich.

Wie weiterführende Recherchen zeigen konnten, erfüllt auch das Einstoffkältemittel R227ea alle gesetzten Anforderungen und ergibt in Vergleichsrechnungen sehr gute Leistungszahlen.

R717 – Ammoniak

Ammoniak ist in der Kälteindustrie weit verbreitet, da es ein natürliches und sehr preiswertes Kältemittel ist. Es besitzt eine hohe spezifische Kälteleistung und ist daher für Anlagen hoher Leistung gut geeignet. Es ist chemisch und thermisch bis zu Temperaturen von 260 °C stabil und besitzt gute Wärmeleiteigenschaften.

Nachteilig ist die Flammbarkeit und Toxizität (nach EN 378-1: 2000 Sicherheitsgruppe B2 (DIN E 389-1)), da dies die Einhaltung hoher Sicherheitsvorschriften nach sich zieht. Auf Grund der hohen Korrosivität kann Ammoniak nur in Systemen verwendet werden, die keine Kupferteile enthalten. Für einen Wärmepumpenprozess mit hohen Kondensationsdrücken ergeben sich auf Grund des relativ hohen Isentropenexponenten von 1,42 zudem hohe Verdichtungsendtemperaturen. Die verwendeten Verdichter müssen also besonders druckfest sein und einen ausreichend dimensionierten Ölkühler besitzen.

R718 – Wasser

Wasser ist in vielerlei Hinsicht ein ideales Kältemittel. Es ist

- umweltverträglich (ODP=0, GWP=0),
- ungiftig,
- nicht brennbar,
- einfach handhabbar,
- weitreichend verfügbar,
- preiswert und besitzt eine
- relativ hohe spezifische Kälteleistung

Jedoch weist Wasser auch deutliche Nachteile auf. Unter normalen Betriebsbedingungen besitzt es ein relativ großes spezifisches Dampfvolumen, sodass großvolumige Turbokompressoren zum Einsatz kommen müssen. Mit Wasser arbeitende Anlagen werden auf Grund der Baugröße immer höhere Investition aufweisen, als vergleichbare Systeme mit z.B. Kohlenwasserstoffen. Der derzeit einzige Marktanbieter in Deutschland, das Institut für Luft und Kältetechnik (ILK) Dresden, verkauft die selbstentwickelten Anlagen (Bild 9-4) zu etwa dem dreifachen Preis konventioneller Geräte mit R134a. Bei Einsatz zur Brauchwasserbereitung entstehen wegen des hohen Isentropenexponenten von 1,33 sehr hohe Verdichtungsendtemperaturen von über 200 °C. Das ILK verwendet Radialturboverdichter mit Leitschaufeln aus Faserverbundwerkstoffen. Bei noch höheren Temperaturen kann der Bestand des Harzbinders nicht garantiert werden. Für hohe Druckgastemperaturen, wie sie im Fernwärmenetz auftreten, wäre also eine kostenaufwändige Neuentwicklung notwendig /Burandt 07/.



Bild 9-4 Radialverdichter einer Kompressionskälte-anlage mit Wasser als Kältemittel, ILK Dresden

Wie an einer Versuchsanlage der TU Dresden gezeigt werden konnte, lassen sich mit Wasser als Kältemittel sehr hohe Leistungszahlen erreichen, wenn es aus dem Sekundärkreislauf direkt verdampft wird. Dies erfordert jedoch niedrige Systemdrücke im gesamten Wasserkreislauf, was vor allem bei der zu untersuchenden Option Wärmequelle Fernwärmenetz nicht möglich ist.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass Wasser als Kältemittel dort einsatzfähig ist, wo bei hohen Wärmequelltemperaturen niedrige Druckverhältnisse π notwendig sind. Die ökologischen und auch energetischen Vorteile kommen bisher vor allem dort zum Tragen, wo eine Kaltwassererzeugung mit hohen Betriebszeiten zu realisieren ist (z. B. Prozesskühlung). Dem derzeitigen Wissenstand zufolge kann die sehr kostenintensive Weiterentwicklung für den Einsatz in Fernwärmenetzen jedoch nicht empfohlen werden.

CO₂ - Kohlendioxid

Das Kältemittel CO₂ hat wie Wasser den Vorteil, annähernd unbegrenzt zur Verfügung zu stehen und kann preisgünstig als Abfallprodukt anderer Umwandlungsprozesse bezogen werden. Es ist nicht brennbar und erst bei hohen Konzentrationen gesundheitsschädlich. CO₂ verfügt außerdem über eine sehr hohe volumetrische Kälteleistung, sodass nur kleine Volumenströme notwendig sind. Zudem besitzt es eine relativ niedrige Viskosität und die Druckabfälle in den Wärmeübertragern sind entsprechend gering. Beide Aspekte führen zu niedriger Verdichterleistung und hohen Leistungszahlen. Es gilt als eines der klassischen Arbeitsmittel, weil es bereits vor dem ersten Weltkrieg für Kühlzwecke verwendet wurde. Es stehen demnach viele Erfahrungswerte im Umgang mit CO₂ zur Verfügung.

Bei der Anwendung in der Klimatechnik wird eine Anwendungsgrenze etwa bei Umgebungstemperatur gesetzt. Die kritische Temperatur liegt bei 30,9 °C. Auf Grund der starken ökologischen, ökonomischen und thermophysikalischen Vorteile gibt es dennoch Bemühungen, den Stoff auch in Wärmepumpen zu verwenden. Die unterkritische Anlagenschaltung wird dazu für überkritische Betriebsweise modifiziert. Die gleitende Temperatur bei der Wärmeabgabe auf konstantem Gasdruckniveau weist gegenüber der isothermen Wärmeabgabe energetisches Einsparpotential auf, da der Exergieverlust abnimmt. Neben vielen technischen Problemen ist CO₂ in LowEx Anwendungen jedoch deshalb nicht geeignet, weil Verdampfungstemperaturen unter 30 °C eingehalten werden müssen. Dies wäre nur mit sehr großen Grädigkeiten in den Wärmeübertragern möglich und ist exergetisch nachteilig.

Das Betriebsverhalten der CO₂-Wärmepumpe ist vor allem bei niedrigen Heizwassereintrittstemperaturen ideal. Damit ergeben sich vollkommen neue Möglichkeiten der Anlagenfahrweise. Die Heizwasserbereitung aus Kaltwasser und gleichzeitige Erzeugung von Klimakälte wäre eine denkbare Anwendungsmöglichkeit. Es ist jedoch technisch nicht möglich, Fernwärme als Wärmequelle zu nutzen, da die Verdampfungstemperatur (Fernwärmerücklauf) deutlich kleiner als die kritische Temperatur (30,9 °C) sein muss.

Bild 9-5 verdeutlicht den Anstieg der Leistungszahl bei sinkender Heizwassereintritts-temperatur. Für die Wärmequelle wird im Diagramm eine Verdampfungstemperatur von 4 °C gewählt, wie sie bei der Klimakälteerzeugung üblich ist und eine Heizwasseraustritts-temperatur von 70 °C. Als

Gütegrad wird ein für CO₂ - Verdichter üblicher Gütegrad von 0,5 angesetzt. Es zeigt sich, dass der überkritische CO₂-Prozess bei Heizwassereintrittstemperaturen < 30 °C energetisch effizienter ist als übliche unterkritische Betriebsweisen. Das Diagramm verdeutlicht jedoch ebenfalls das schlechtere Verhalten bei relativ geringer Spreizung der Heizwassertemperatur. Bei einer Rücklauftemperatur von $t_{RL} = 52$ °C befindet sich das Minimum und gleichzeitig die technische Grenze des Prozesses, da der Dampf nach der Entspannung den Sättigungszustand erreicht.

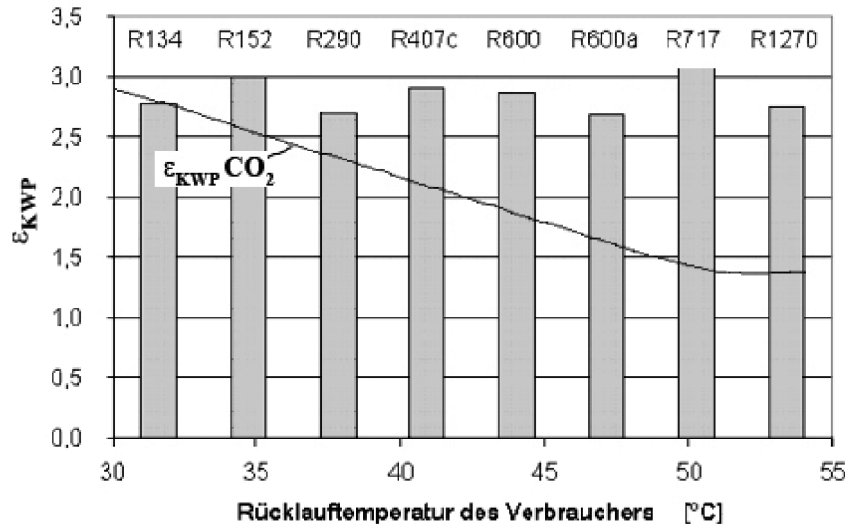


Bild 9-5 Leistungszahlvergleich zwischen CO₂ und herkömmlichen Kältemitteln
 $t_V = 4$ °C, $t_{K,RL} = 70$ °C, $\Delta T_{WU} = 2$ K

CO₂ kann folglich als Kältemittel zur Brauchwasser- und Klimakältebereitung gegenüber fluorierten Kohlenwasserstoffen deutliche energetische Einspareffekte ausweisen. Für die Wärmeerzeugung innerhalb von Fernwärmesystemen ist es jedoch nicht geeignet.

A.6 Kreisprozessgestaltung

Um möglichst hohe Leistungszahlen zu realisieren, kann die einstufige Wärmepumpenschaltung in Bild 9-6 erweitert werden. In zweistufigen Anlagenschaltungen wie nach Bild 9-7 oder Bild 9-8 wird das überhitzte Kältemittel nach dem ersten Verdichtungsschritt zwischengekühlt und somit die Austrittstemperatur nach dem zweiten Verdichtungsschritt reduziert. Dies ist besonders dann wichtig, wenn hohe Netzvorlauf- und damit Kondensationstemperaturen realisiert werden sollen. Nicht das Kältemittel selbst erfordert niedrige Temperaturen, sondern vor allem die verwendeten Schmieröle und Verdichterelemente, wie Dichtungen und Lager. Wie Vergleichsrechnungen bestätigen, sind auf Grund der geringeren exergetischen Verluste beim Verdichtungsprozess auch Effizienzsteigerungen der Prozesse möglich.

Die Berücksichtigung dieser und weiterer Merkmale spielt für Großwärmepumpen eine wichtige Rolle, da bei diesen mit einer schnellen Amortisation der Mehrkosten gegenüber einem einfachen Kreisprozess gerechnet werden kann. Im Kleinleistungsbereich wird jedoch der einstufige Kreisprozess mit so wenig wie möglich Komponenten und Regelungsaufwand aufgrund der Wirtschaftlichkeit dominieren.

In den hier angestellten Untersuchungen wird folglich aus praktischen und wirtschaftlichen Überlegungen heraus mit dem einstufigen Prozess gearbeitet.

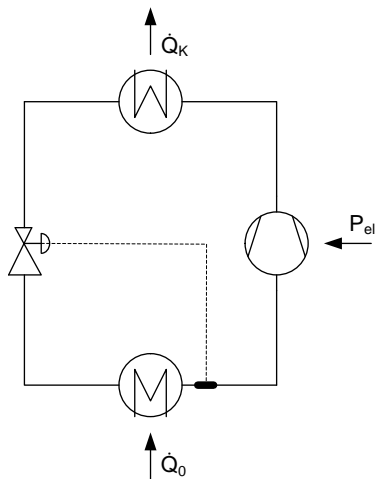


Bild 9-6
Einstufiger Kreislauf

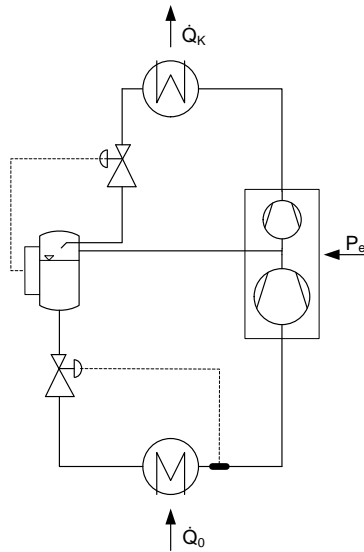


Bild 9-7
Dampfdirekteinspritzung³⁰

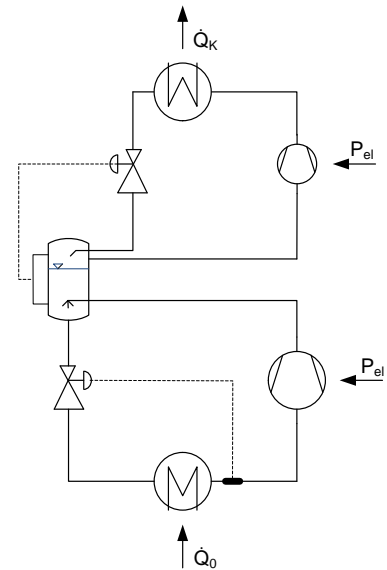



Bild 9-8
Zweistufiger Kreislauf

A.7 Realisierte Anlagen

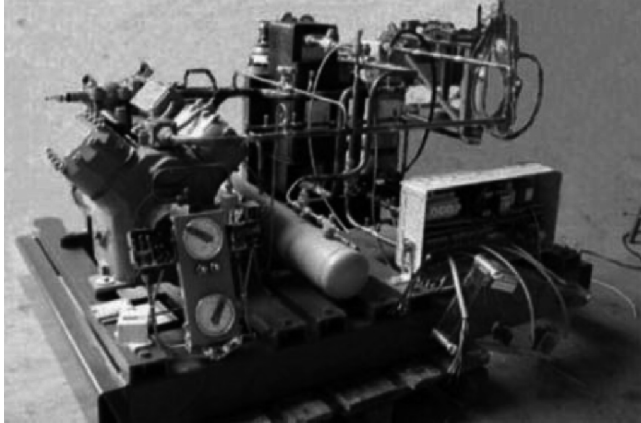

In der Literaturrecherche konnte keine Anlagen ausfindig nachgewiesen werden, die das Netz als Wärmequelle nutzen. Die in Fernwärmenetzen installierten Großwärmepumpen nutzen Umwelt- oder Prozesswärme mit Verdampfungstemperaturen zwischen 20 °C und 40 °C und ermöglichen Kondensationstemperaturen bis zu 85 °C.

Nachfolgend sind einige ausgewählte Beispiele für realisierte Hochtemperatur-Wärmepumpen aufgeführt:

Tabelle 9-2: Realisierte Hochtemperaturwärmepumpen in Fernwärmesystemen

<p>Anwendung: Die Anlage dient einer gekoppelten Fernwärme- und Kälteversorgung in Oslo.</p> <p>Als Wärmesenke dient im Winter das Fernwärmenetz und Sommer ein Kühlturm. Die Wärmequelle ist im Winter Seewasser und Sommer das entsprechende Kältenetz.</p> <p>Kondensationstemperatur: Sommer / Winter: 35 °C / 75 °C</p> <p>Verdampfungstemperatur: Sommer / Winter: 4 °C / 1,5 °C</p>	<p>Firma: FRIOTHERM AG</p> <p>Kältemittel: R134a</p> <p>Kälteleistung: 2,65 MW</p> 
---	--

³⁰ Die Dampfeinspritzung, auch EVI (Evaporated Vapor Injection) kann, wie im Bild dargestellt, mit einem Sammler oder alternativ mit einem Wärmeübertrager zwischen dem Nieder- und Mitteldruckteil ausgestattet sein.

	<p> Firma: FKW Hannover Kältemittel: R365mfc/R227ea Heizleistung: 15 kW </p> <p> Anwendung: Forschungsprojekt für Hochtemperaturkältemittel </p> <p> Auslegungsdaten: Vorlauftemperatur: 90 °C Quellentemperatur: 42 °C Verdampfungstemperatur: 35 °C </p>
<p>Die Pilotanlage der FKW Hannover dient der Beheizung von Entfettungsbädern einer Galvanisierungsanlage und nutzt dabei Abwärme von Kaltwassersätzen als Wärmequelle.</p>	
	<p> Firma: ABB Stal-Astra Refrigeration Kältemittel: R134a Kälteleistung: 1 MW </p> <p> Anwendung: Heizung im Fernwärmenetz Graz, Kondensationstemperatur: 75 °C </p> <p> Abwärmenutzung von Generatoren Verdampfungstemperatur: 20°C </p>

A.8 Marktverfügbarkeit

Eine ausführliche Marktrecherche über Anbieter von Wärmepumpen im Hochtemperaturbereich zeigt, dass keine Serienprodukte für Wärmepumpensysteme mit den hier notwendigen Parametern existieren. Diverse Hersteller sind jedoch in der Lage Hochtemperaturwärmepumpen auftragsspezifisch zu fertigen. Größtenteils stammen deren Erfahrungen aus dem Bereich der Geothermie-Wärmepumpen. Bild 9-9 zeigt eine Herstellerübersicht und die von Herstellern übermittelten Angaben zu Einsatzbereichen der Geräte.

Im Kleinleistungsbereich der Gebäudeenergieversorgung konnte kein Hersteller gefunden werden, der die notwendigen Parameter garantiert. Bisher spielten Wärmequellen mit Temperaturen größer 30 °C im Gebäude keine wesentliche Rolle. Gerade aber im Hinblick auf kalte Fernwärme, Erhöhung der Effizienz von Solaranlagen durch Niedertemperaturfahrweise und Abwärmenutzung von Kälteanlagen sind auch hier künftige Entwicklungen zu erwarten.

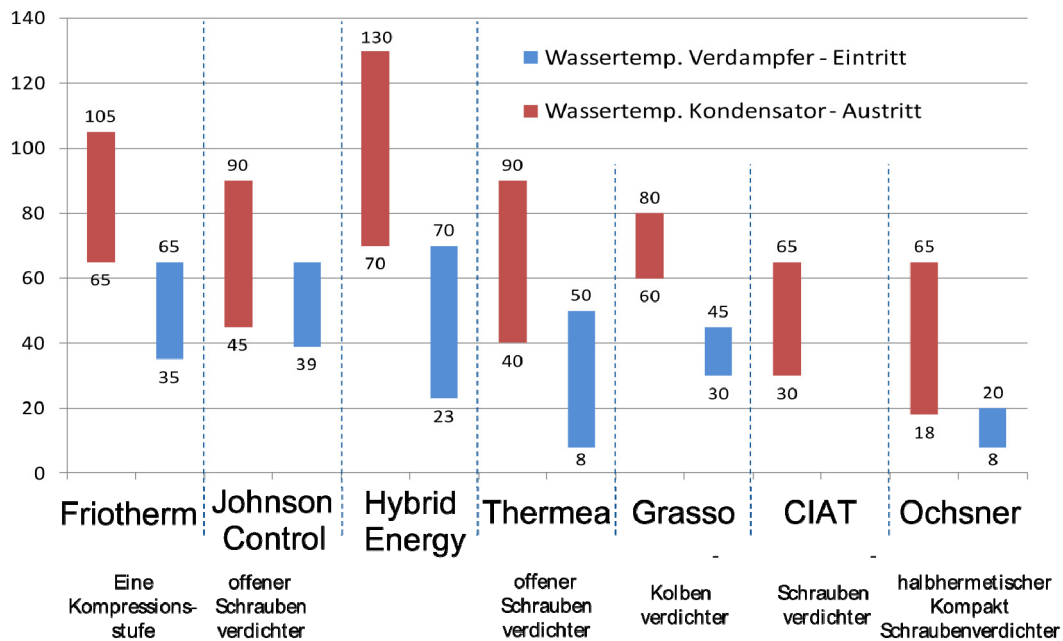


Bild 9-9 Einsatzgrenzen von Hochtemperatur-Großwärmepumpen /Gaudet 11/

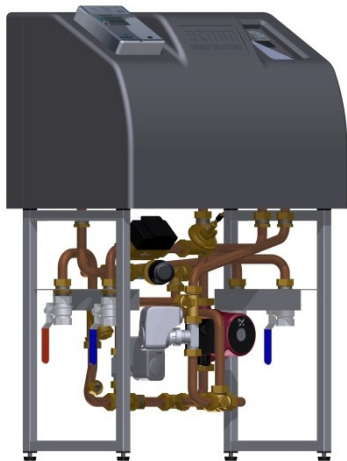


Bild 9-10 Warmwasser Wärmepumpe /Ecoon/

Ein erster Schritt dazu kommt von einem niederländischen Hersteller, der Wasser-Wasser Wärmepumpen für den Hausbereich zur Nutzung hoher Wärmequelltemperaturen aus Wärmenetzen konzipiert hat /Ecoon/ (siehe auch Bild 9-10). Die Netztemperaturen sollen ausreichend hoch sein für Flächenheizsysteme, jedoch zu niedrig, um die Anforderungen der TWE zu erfüllen, sodass eine Nacherwärmung notwendig wird. Anstatt neue Wärmepumpenkonzepte zu kreieren, setzt der Hersteller auf gängige Systeme mit dem Kältemittel R134a. Die Anlage wurde 2012 geprüft und ist seit dem auf dem Markt erschienen.

Es können folgende weitere Spezifika genannt werden:

- Verdampfungstemperatur: 15 °C - 40 °C
- Maximale Warmwassertemperatur: 70 °C
- Heizleistung: 2 kW
- In der Wärmepumpenanlage ist ein Vorerhitzer optional vorgesehen
- Kaskadierung mehrerer WP möglich

Die Auslegung des Systems mit standardisierten Komponenten ermöglicht eine preisgünstige Gestaltung der Anlage und damit die notwendige Konkurrenzfähigkeit. Die Wärmenetze müssen für solchen Betrieb auf ganzjährig niedrigem Exergieniveau betrieben werden, was eine Massestromregelung der FW-Netze erfordert.

B. Modellbeschreibung Kompressionswärmepumpe

B.1 Allgemeines

Im Rahmen der Arbeit sollen verschiedene Möglichkeiten zur Wärmetransformation auf ein höheres Temperaturniveau in einem Fernwärmenetz untersucht werden. Von besonderem Interesse ist die Temperaturanhebung bei Kundenanschluss an ein LowEx-Fernwärmenetz mit Vorlauftemperaturen $<65\text{ }^{\circ}\text{C}$, um Trinkwassererwärmung unter Einhaltung des Legionellenschutzes gewährleisten zu können.

Mechanisch betriebene Kompressionswärmepumpen stellen eine Möglichkeit dar, um die genannte Aufgabe zu realisieren und sie sollen als Modelle in die Umgebung der Fernwärmesimulation eingebunden werden.

Dabei werden folgende Anforderungen an das Programm gestellt:

- Berechnung des inneren Kältemittelkreislaufes, um die Einhaltung technischer Grenzen sicherstellen zu können
- Nutzbarkeit verschiedener Kältemittel und frei definierbarer Kältemittelgemische
- Variation der Prozessführung, um Effizienzvergleiche anstellen zu können
- Berechnung von Auslegungs- und Teillastzuständen
- Aufteilung des Kondensators in Überhitzer, Kondensator und Unterkühler, um Trinkwassererwärmung und Heizwasserbereitung in getrennten Heizkreisen realisieren zu können
- Offener Quellcode, um geeignete Schnittstellen zu definieren
- Kompromiss zwischen Genauigkeit der Berechnungen und Einfachheit bei der Abbildung der Komponenten hinsichtlich erforderlicher Eingabeparameter der Nutzer

Als Ergebnis einer Literaturstudie und stellt sich heraus, das kostengünstig vorhandene Software mit den genannten Anforderungen zur Berechnung der Wärmepumpenkreisläufe nicht verfügbar ist.

Vor allem die Anforderung des offenen Quellcodes zur Realisierung von Anpassungen wird nur von Tools innerhalb der Programmierumgebung TRNSYS erfüllt. Obwohl die Programme einen sehr guten Entwicklungsstand erreicht haben, ist es auf Grund folgender, ausgewählter Kriterien dennoch sinnvoll ein neues Simulationsprogramm zu entwickeln:

- Es handelt sich um Kennlinienmodelle, welche den inneren Kältemittelkreislauf nicht nachbilden, z.B. /TYPE 201/.
- Die Modelle sind auf ein bestimmtes Kältemittel zugeschnitten. z.B. /TYPE 372/.
- Oder die TYPEs erlauben keine Variation der Prozessführung.

Wenn aber das existierende TYPE 201 mit Kennlinien parametrisiert wird, welche die Wärmepumpe exakt beschreiben, ist es das ideale Modul, um in die Netzsimulation mit *TRNSYS-TUD* integriert zu werden. Das neu zu erstellende Programm kann diesen Arbeitsschritt übernehmen und in Kombination stellen beide Modelle eine Synergie zur Kopplung von Kompressionswärmepumpen an die Netzberechnung dar.

den Quelltext besteht und andererseits die angrenzenden Kalt- und Kühlwasserströme nicht inbegriffen sind.

Sehr einfache Berechnungsprogramme liefern verschiedene Wärmepumpen- und Verdichterhersteller, wie z.B. Bitzer, Daikin, Copeland u.a. Diese Programme wurden jedoch ausschließlich für Auslegungsrechnungen erstellt und bilden das Gesamtsystem Wärmepumpe nur sehr unzureichend ab. Zudem bestehen weder Schnittstellen zu den Sekundärkreisläufen noch die Möglichkeit über, z.B. Eingriff in den Quellcode, Ausgabeschnittstellen der berechneten Größen zu erstellen.

Im Rahmen der Programmierumgebung *TRNSYS* existieren zwei kommerziell erhältliche Programme zur Simulation von Kompressionswärmepumpen. Die erste Entwicklung geht auf Martin Hornberger im Jahr 1994 zurück, in der das Type 372 erstellt wurde /TYPE 372/. Es handelt sich dabei um die stationäre Simulation einer einstufigen, elektrisch betriebenen Kompressionswärmepumpe mit einem Verdampfer und einem Kondensator auf Basis stark vereinfachter Annahmen für den Wärmeübergang in den Wärmeübertragern und die Beschreibung des Verdichters. Die hinterlegten Stoffdatenfunktionen beziehen sich auf das Kältemittel R12. Da dieses TYPE sehr starke Vereinfachungen enthält und Betriebserfahrungen einzelner Nutzer auch eine hohe Fehleranfälligkeit bestätigen, wurde es an verschiedenen Stellen weiter entwickelt.

Das daraufhin entstandene TYPE 176 ist in der Lage, den inneren Kältemittelkreislauf zu berechnen sowie eine Reihenschaltung von zwei Verflüssigern zu simulieren, sodass beim Wärmeübergang zwischen Enthitzung und Kondensation unterschieden werden kann. Es besitzt ein Modell für einen internen Wärmeübertrager und kann die Wärmequelle in Luft und Sole differenzieren.

Zur Untersuchung kostengünstiger Niedertemperaturheizungen wurde /TYPE 201/ erstellt, welches als größten Zuwachsgewinn die Simulation von Frost- und Taktverlusten enthält. Für Jahressimulationen von Wohngebäuden mit marktüblichen Wärmepumpen wurde das Type 201 von Seifert am Institut für Technische Gebäudeausrüstung, TU Dresden weiterentwickelt und um viele Funktionalitäten bezüglich der angrenzenden Wärmequell- und Wärmesenke ergänzt. Als wichtigste Erweiterungen sind zu nennen:

- Berücksichtigung von Sperrzeiten durch den EVU,
- Mindestlaufzeiten und Mindeststillstandszeiten
- Leistungsminderung während der Aufheizphase
- Nachbildung von Heiz und Kühlperioden („reversible“ Prozessführung - Sommerbetrieb)
- Bilanztechnische Erweiterungen um innere, äußere und Systemarbeitszahl.

Type 201 ist somit in der Lage eine gute Beschreibung des Wärmepumpensystems zu liefern, benötigt jedoch als reines Kennlinienmodell zwingend genaue Kennlinien zur Berechnung des „inneren“ Verhaltens.

Neben den aufgeführten Programmen zur stationären Berechnung gibt es eine Anzahl von Systemen zur instationären Berechnung von Kompressionswärmepumpen. Obwohl das Systemverhalten mit diesen Rechenmodellen sehr detailliert nachgebildet werden kann, besteht ihr großer Nachteil darin, dass sehr genaue Herstellerangaben zu den einzelnen Komponenten erforderlich sind und die Rechenzeit entsprechend hoch ist. Für die hier anzustellenden Berechnungen ist dieser Aufwand einerseits zu hoch und andererseits müssen sowieso vereinfachte Annahmen getroffen werden, da die untersuchten Anlagen am Markt noch nicht existieren.

B.3 Kreislaufberechnung

Optimierungssprachen, wie /EES/ oder GAMS ermöglichen die globale Lösung eines Problems, ohne eigene Solver für die Gleichungssysteme entwickeln zu müssen. In FORTRAN steht für diese Zwecke die Mathematische Bibliothek The NAG Fortran 90 Library zur Verfügung /NagLib/. Im Laufe der Bearbeitung stellte sich jedoch heraus, dass auf Grund der nichtlinearen Funktionen und

den Zugriffen auf Stoffwertbibliotheken /REFPROP/, die in sich ebenfalls Iterationsschleifen durchführen, die globale Lösungsfindung in einem einzigen Iterationsmodell nicht durchführbar ist. Aus dieser Erfahrung heraus entstand die Grundphilosophie, einen modularen Aufbau für die Programmstruktur zu verwenden und jedes Teilmodul in einen separaten Lösungsalgorithmus einzubinden.

Alle Gleichungen sind so formuliert, dass sich aus

$$c = f(x) \quad \text{Gl. 9-1}$$

ein Nullstellenproblem

$$y = \varphi(x) = f(x) - c$$

ergibt, welches gelöst werden muss. Nach Test verschiedener Lösungsmöglichkeiten, fiel die Entscheidung für das Newtonverfahren mit Bildung der ersten Ableitung $\varphi'(x)$ nach

$$x_{n+1} = x_n - \frac{\varphi(x_n)}{\varphi'(x_n)} \quad \text{Gl. 9-2}$$

Da die Ableitung $\varphi'(x)$ in den meisten Fällen nicht explizit gebildet werden kann, wird ein weiterer Durchlauf des Gleichungssystems gestartet und

$$\varphi'(x) = \frac{d\varphi(x)}{dx} = \frac{\varphi(x+dx) - \varphi(x)}{dx}$$

bestimmt.

Das Verfahren wird so lange durchgeführt, bis die relative Differenz

$$\frac{x_{n+1} - x_n}{x_n} \quad \text{Gl. 9-3}$$

dem Betrage nach kleiner als eine vorgegebene Genauigkeitsschranke ist.

Der Ablauf der Iterationsfolgen wird in nachstehenden Schemen an den wichtigsten Teilmodellen Verdampfer, Verdichter, Kondensator und Gesamtkreislauf für den einstufigen Prozess demonstriert.

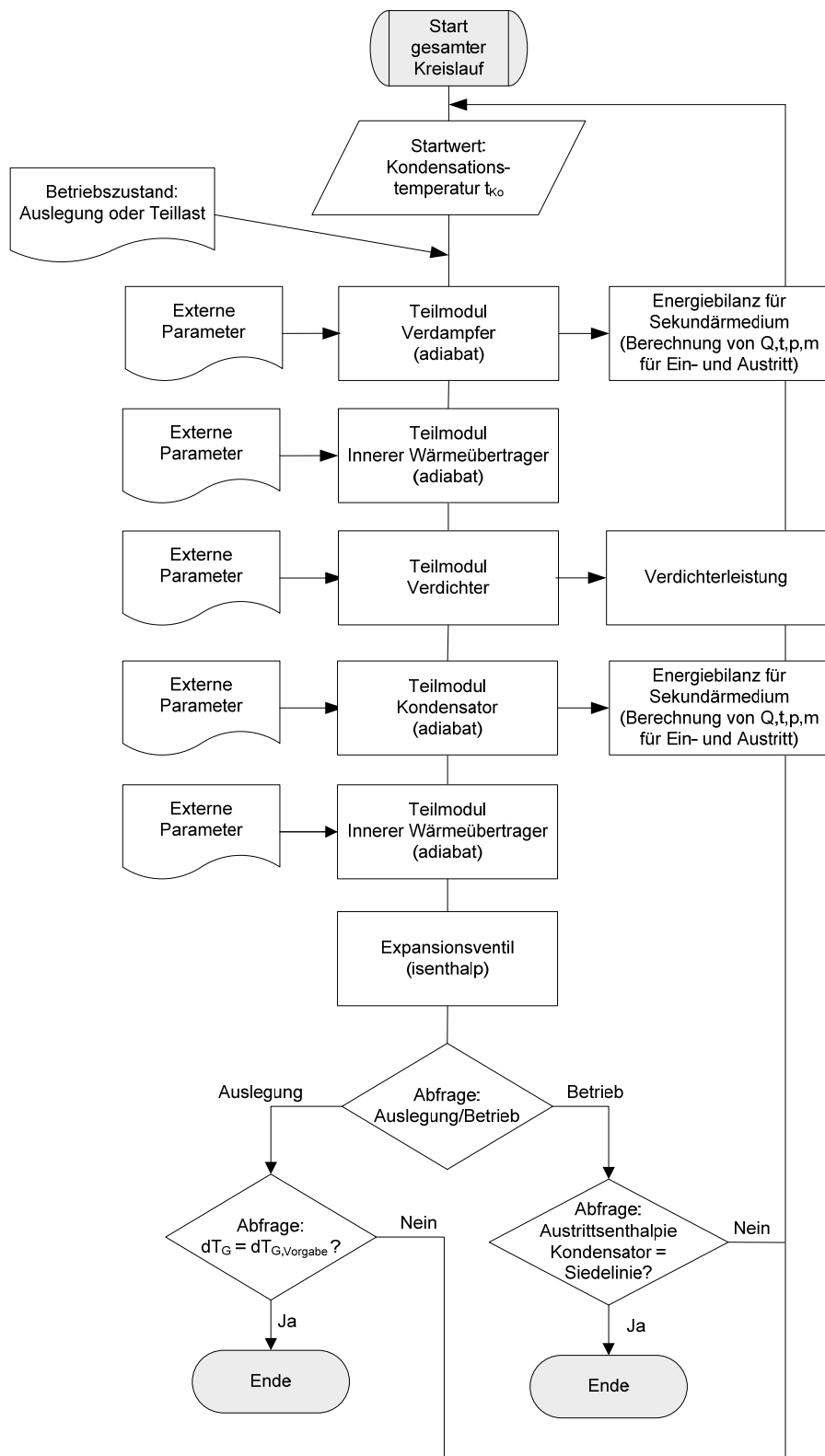


Bild 9-12 Flussdiagramm Kältemittelkreislauf einstufiger Prozess

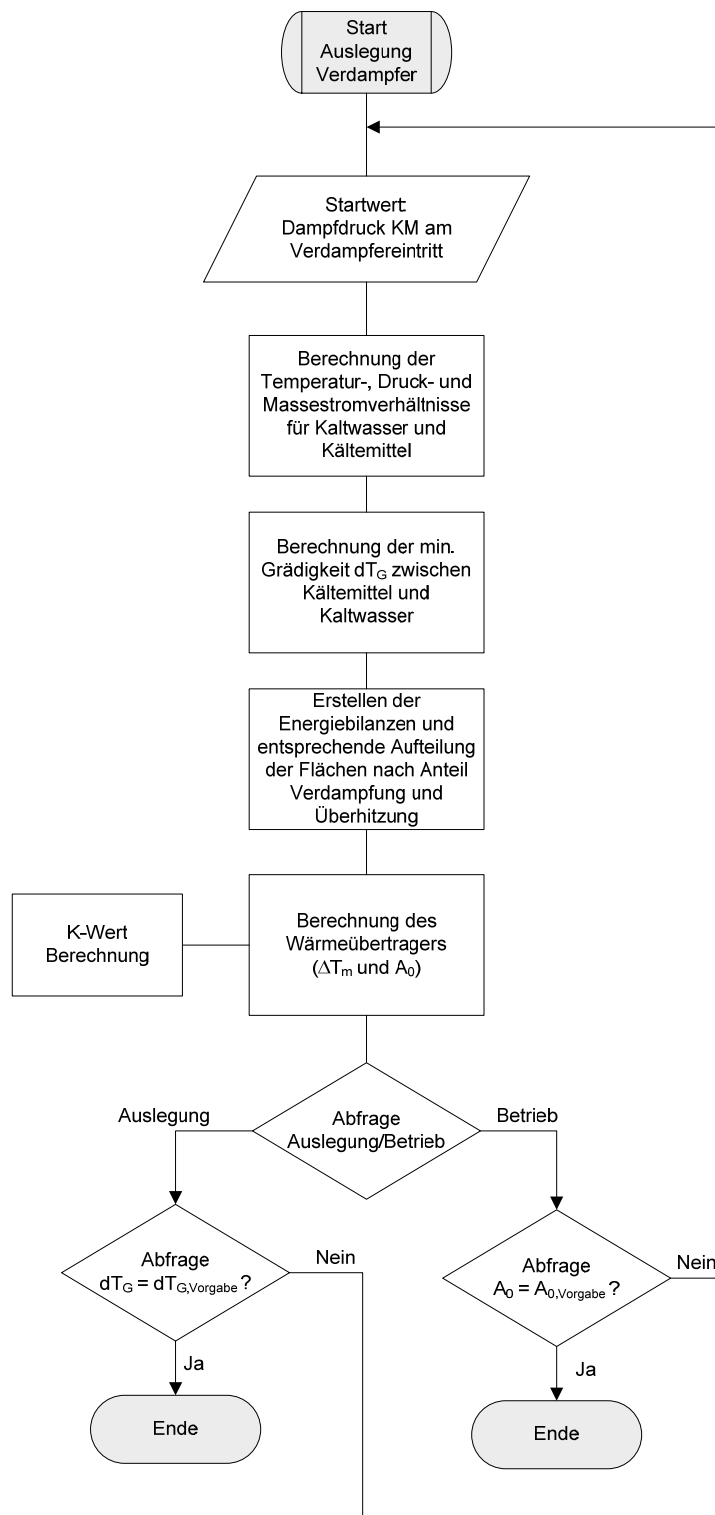


Bild 9-13 Flussdiagramm Verdampfer

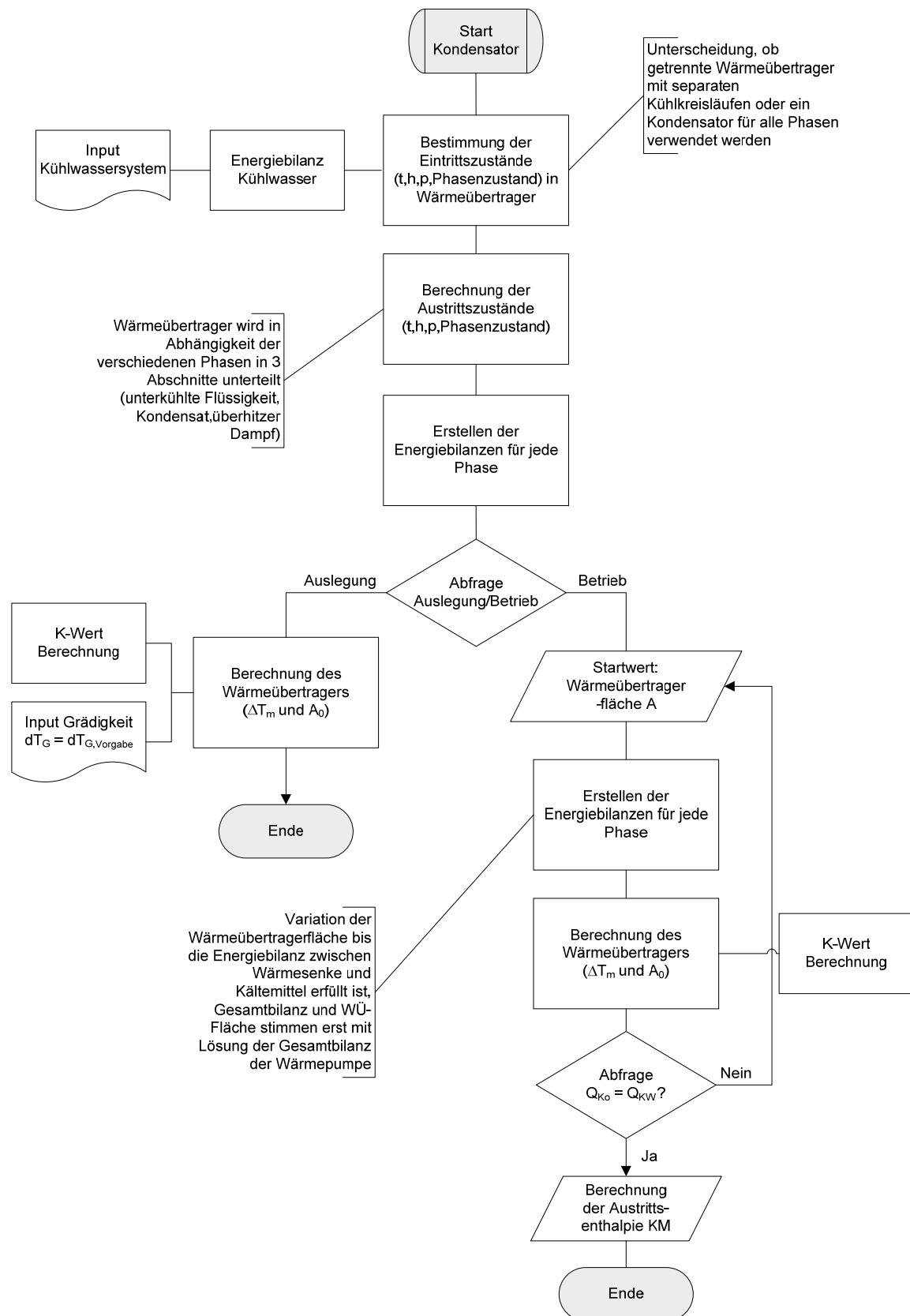


Bild 9-14 Flussdiagramm Kondensator

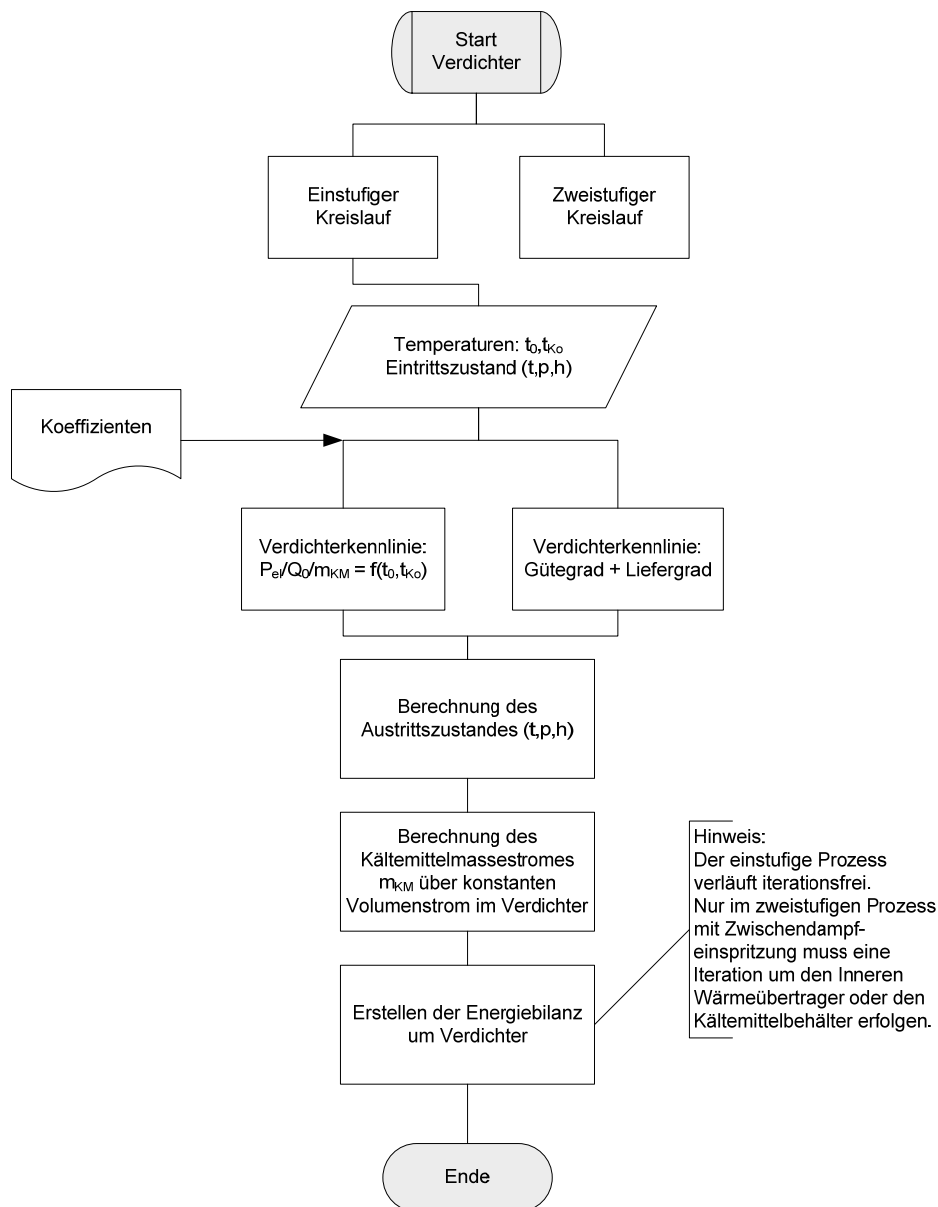


Bild 9-15 Flussdiagramm Verdichter

B.4 Zeitverhalten

Das Simulationsmodell basiert auf stationären Zustandsberechnungen. Taktverluste bei Ein- und Ausschaltvorgängen, die durch den Auf- und Abbau der Druckdifferenz sowie durch Wärmekapazitäten der Bauteile entstehen, werden nicht berechnet. Das Zeitverhalten wird vereinfacht in dem gekoppelten TYPE 201 berücksichtigt, indem die Wärmeübertrager als PI-Glieder eines Reglers mit Proportionalfaktor und Einstellzeit behandelt werden.

B.5 Kennzeichnung

Die Bezeichnungen der wichtigsten Kenngrößen an äußeren Schnittstellen werden in Bild 9-16 bis Bild 9-18 gezeigt.

Verdampfer

Alle internen (kältemittelseitigen) Zustandsgrößen um den Verdampfer werden mit dem Indizier „V“ versehen, was den Verdampfungsprozess kennzeichnet. Die Zustandsgrößen der Wärmesenke werden mit der Abkürzung „0“ bezeichnet.

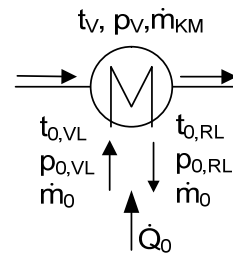


Bild 9-16 Kennzeichnung Verdampfer

Kondensator

Das kondensierende Kältemittel wird mit der Indizierung „Ko“ gekennzeichnet, wohingegen der Kühlwassermassestrom mit „K“ verdeutlicht wird.

In einzelnen Betrachtungen wird zwischen Vorentwitzer, Kondensator und Unterkühler unterschieden. Die konkreten Bezeichnungen werden an dieser Stelle (Allgemeiner Teil) jedoch nicht aufgeführt.

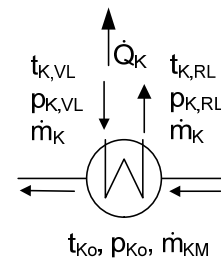


Bild 9-17 Kennzeichnung Kondensator

Verdichter

Im Bilanzkreis Verdichter ist prinzipiell in

- Sauggasseite (SG) am Verdichtereintritt
- Druckgasseite (DG) am Verdichteraustritt

zu unterscheiden.

In allen zweistufigen Prozessen wird zudem der Mitteldruckteil mit „MD“ gekennzeichnet.

Zum Verrichten mechanischer Arbeit wird dem Kältemittelverdichter die elektrische Klemmleistung P_{el} zugeführt.

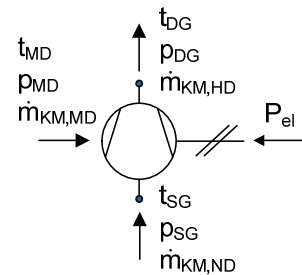


Bild 9-18 Kennzeichnung Verdichter

Durch den modularen Aufbau des Programms können verschiedene Schaltungen realisiert werden. Am häufigsten kommen die folgenden Schaltungen zur Anwendung:

1. Einstufiger Kreislauf ohne/mit Zwischenwärmeübertrager
2. Einstufiger Kreislauf mit Zwischendampfeinspritzung (EVI-Evaporated Vapour Injection) und
 1. Wärmeübertrager (EVI) vor Bypass, ohne/mit Zwischenwärmeübertrager,
 2. Wärmeübertrager (EVI) nach Bypass, ohne/mit Zwischenwärmeübertrager
 3. Sammler, ohne/mit Zwischenwärmeübertrager
3. Zweistufiger Kreislauf mit Sammler

B.6 Schaltungen

Die Beschriftung (Nummerierung) in den nachfolgenden Abbildungen (Bild 9-19 bis Bild 9-25) entspricht der Nomenklatur im Quelltext. Es ist ein vereinfachtes Schemata des Kreislaufes (links) und der Kältemittelprozess im log(p)-h-Diagramm (rechts) dargestellt.

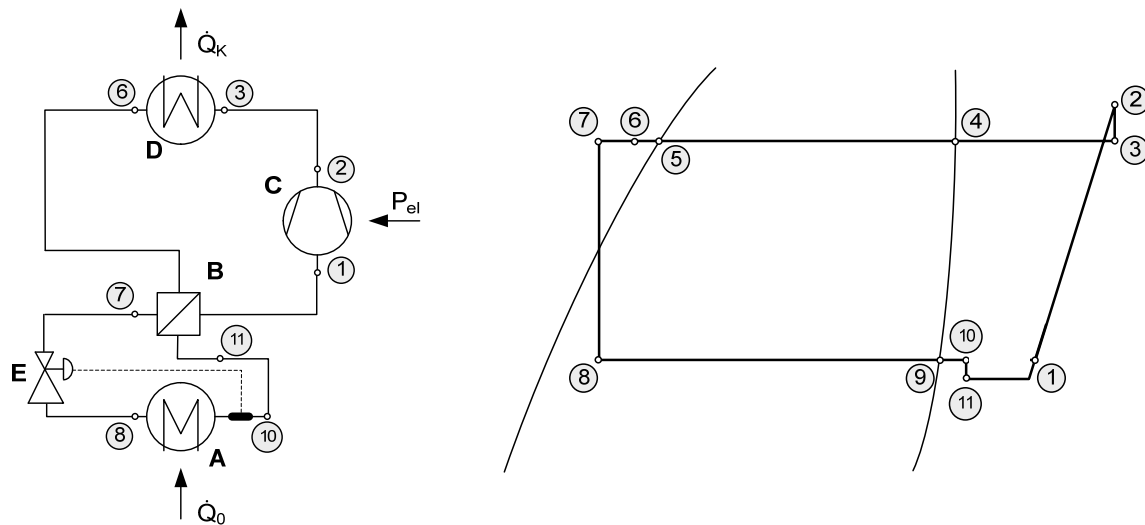


Bild 9-19 Einstufiger Kreislauf mit Zwischenwärmeübertrager
A – Verdampfer, B – Innerer Wärmeübertrager, C – Verdichter, D – Kondensator,
E - Expansionsventil

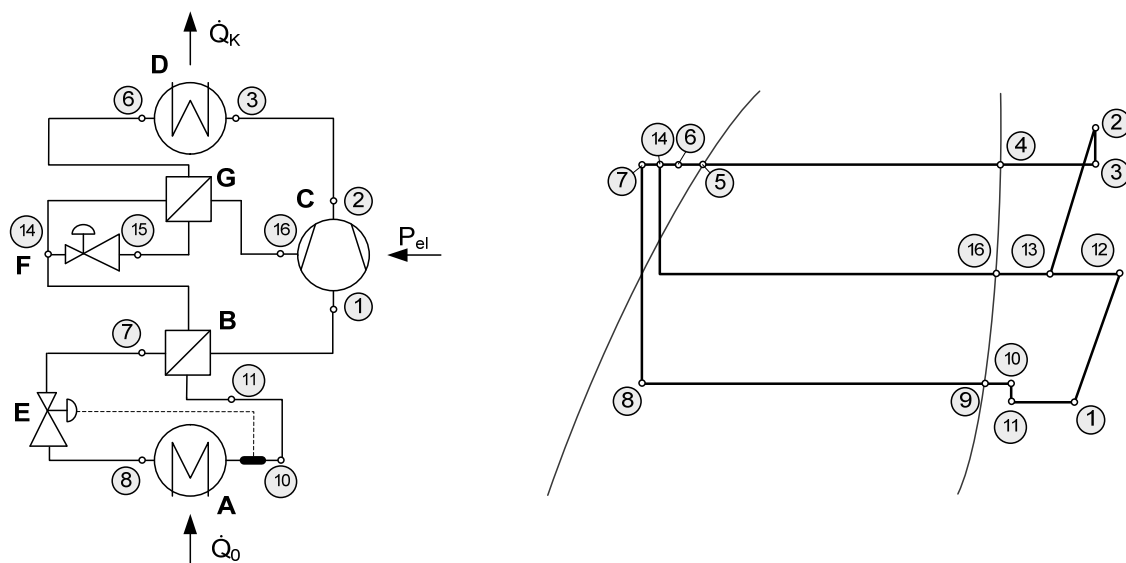


Bild 9-20 Einstufiger Kreislauf mit Zwischendampfeinspritzung (EVI-Evaporated Vapour Injection) und Wärmeübertrager (EVI) vor Bypass
A – Verdampfer, B – Innerer Wärmeübertrager, C – Verdichter, D – Kondensator,
E-Expansionsventil (Niederdruck), F – Expansionsventil (Mitteldruck), G-Wärmeübertrager (Mitteldruck)

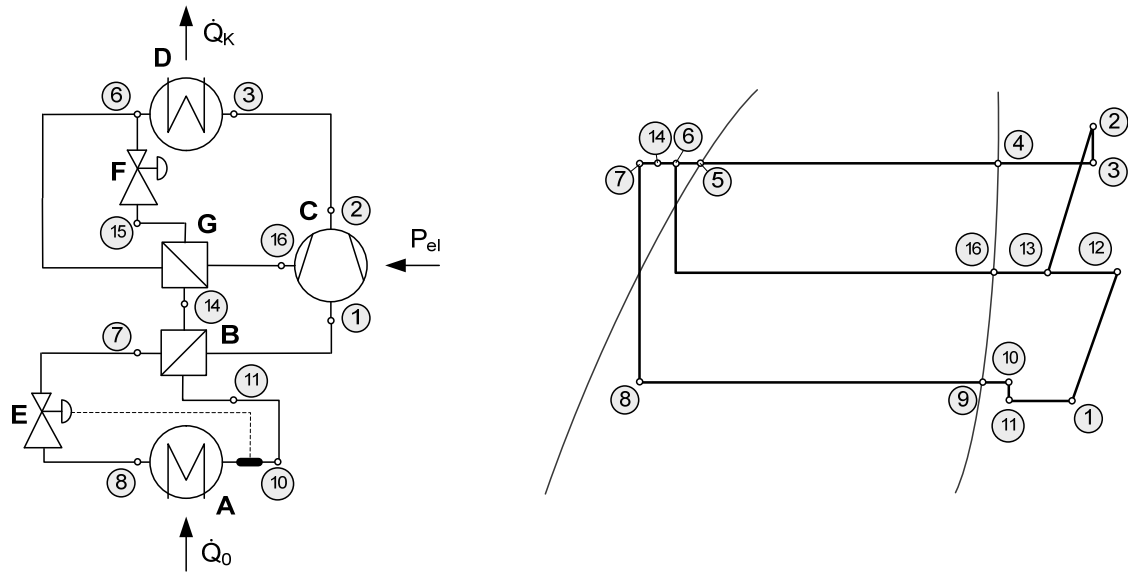


Bild 9-21 Einstufiger Kreislauf mit Zwischendampfeinspritzung (EVI-Evaporated Vapour Injection) und Wärmeübertrager (EVI) nach Bypass
A – Verdampfer, B – Innerer Wärmeübertrager, C – Verdichter, D – Kondensator,
E-Expansionsventil (Niederdruck), F – Expansionsventil (Mitteldruck),
G-Wärmeübertrager (Mitteldruck)

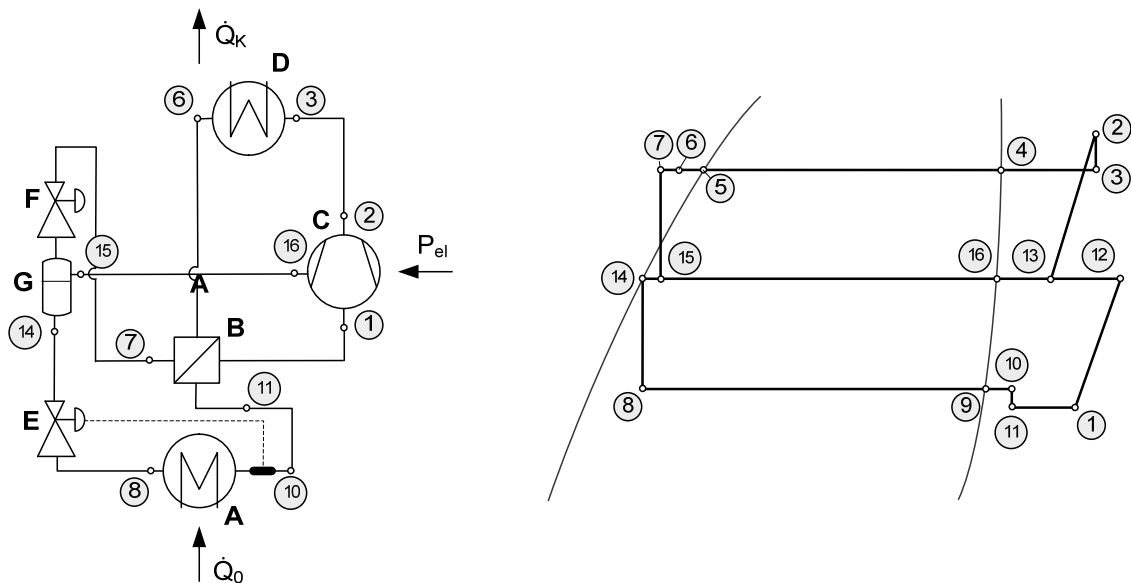


Bild 9-22 Einstufiger Kreislauf mit Zwischendampfeinspritzung (EVI-Evaporated Vapour Injection) und Sammler
A – Verdampfer, B – Innerer Wärmeübertrager, C – Verdichter, D – Kondensator,
E-Expansionsventil (Niederdruck), F – Expansionsventil (Mitteldruck), G – Sammlerbehälter (Mitteldruck)

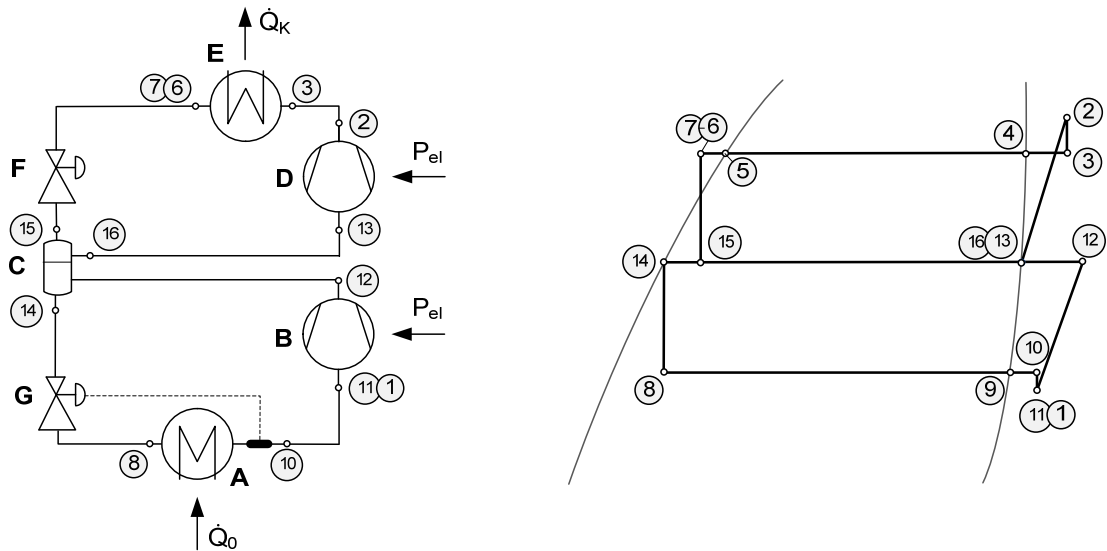


Bild 9-23 Zweistufiger Kreislauf mit Sammler
 A – Verdampfer, B – Verdichter (Niederdruck), C – Sammler, D – Verdichter (Hochdruck),
 E – Kondensator, F – Expansionsventil (Mitteldruck), G – Expansionsventil (Niederdruck)

Sekundärseitig werden folgende Bezeichnungen im Quelltext vereinbart (Bild 9-24 und Bild 9-25):

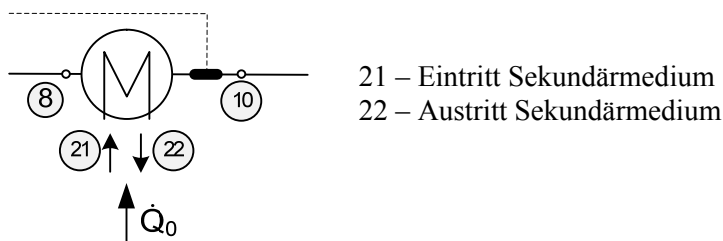


Bild 9-24 Verdampfer

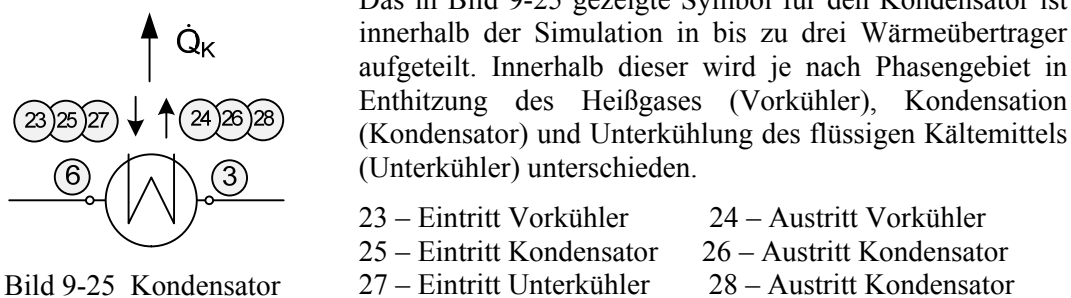


Bild 9-25 Kondensator

Während nur ein Verdampfer vorgesehen ist, können drei Wärmeübertrager zur Wärmeabgabe genutzt werden. Nach Vorgaben des Nutzers können diese genauso dimensioniert werden, dass die Wärmeabgabe in die Prozessschritte Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung unterteilt wird. Bei Veränderung der Wärmeübertragergröße werden Überschneidungen der Bereiche berücksichtigt. Einziger Fixpunkt ist der Austrittszustand des Kondensators (Enthalpie), der immer auf der Siedelinie liegt. Dies entspricht dem Fall, dass ein Flüssigkeitssammler installiert ist, um das Expansionsventil vor Dampfschlägen zu schützen.

B.7 Wärmeübertrager

Die Schnittstellen zwischen innerem Kältemittelkreislauf und Wärmequelle oder -senke bilden die Wärmeübertrager. Es kann sich dabei um Wärmezufuhr in bzw. Wärmeabfuhr aus dem Gesamtsystem (Verdampfer, Kondensator) oder auch um eine Übertragung innerhalb des Kältemittelkreislaufes (Innerer Wärmeübertrager) handeln. Je nach Verwendungszweck, konstruktiven Randbedingungen, Stoffeigenschaften, etc. lassen sich die Geräte klassifizieren. Bei einer Betrachtung allein nach thermodynamischen Gesichtspunkten können sie nach /HuhnJ 00/ in folgende Gruppen unterteilt werden:

- Mischwärmeübertrager
- Rekuperatoren
- Rührkessel
- Regeneratoren

An den äußeren Systemschnittstellen und der internen Wärmerückgewinnung ist eine stoffliche Trennung der Masseströme nötig. Daher kommen Rekuperatoren zum Einsatz. Sie sind allgemein die am häufigsten verwendeten Wärmeübertrager. Je nach Strömungsrichtung werden sie im Programm in Gegenströmer und Gleichströmer unterschieden. Kreuzstromwärmeübertrager werden für die Simulation des Wärmepumpenprozesses nicht berücksichtigt.

Die Berechnung der erforderlichen Zustandsgrößen der ein- und austretenden Stoffströme erfolgt anhand der erstellten Masse- und Energiebilanzen.

Um möglichst einfache Beziehungen der Berechnungsgrößen zu erhalten, wird folgende Ausgangssituation definiert:

- Der Rekuperator ist ein offenes, stationär durchströmtes, adiabates System.
- Die Wärmeleitung in der Heizfläche und in den Medien wird in Strömungsrichtung als vernachlässigbar klein vorausgesetzt.
- Entlang der Heizfläche werden mittlere konstante Stoffwerte als auch Wärmeübergangskoeffizienten benutzt.
- Der wärmere Stoffstrom erhält den Index 1, der kältere den Index 2.
- Die Zustandsparameter auf der Eintrittsseite werden mit ' , diejenigen auf der Austrittsseite mit '' markiert.

Auslegung

Ausgangspunkt für die Berechnung der einzelnen Zustandsgrößen ist die Erstellung einer Energiestrombilanz zwischen beiden Stoffströmen. Dabei wird angenommen, dass die Änderung des Enthalpiestromes des Heizmediums (Gl. 9-4) gleich demjenigen des Kühlmediums (Gl. 9-5) ist. Wärmeverluste des Rekuperators werden nicht beachtet. Mit

$$\dot{Q} = \dot{H}_1'' - \dot{H}_1' \quad \text{Gl. 9-4}$$

$$\dot{Q} = \dot{H}_2'' - \dot{H}_2' \quad \text{Gl. 9-5}$$

wird zudem die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie vernachlässigt. Für eine Zustandsänderung im Einphasengebiet können die Stoffströme nach

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (t_1' - t_1'') = \dot{C}_1 \cdot \Delta t_1 \quad \text{Gl. 9-6}$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_2 \cdot c_{p,2} \cdot (t_2'' - t_2') = \dot{C}_2 \cdot \Delta t_2 \quad \text{Gl. 9-7}$$

berechnet werden.

Der zwischen beiden Stoffströmen übertragene Wärmestrom ergibt sich aus der Wärmedurchgangsgleichung:

$$\dot{Q} = kA \cdot \Delta t_m \quad \text{Gl. 9-8}$$

Demnach wird die mittlere Übertemperatur zwischen den Medien aus der logarithmischen Mittelwertbildung beider Temperaturdifferenzen berechnet. Sie wird mit dem Ansatz

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \cdot \int_0^A \Delta t dA \quad \text{Gl. 9-9}$$

zu

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_A - \Delta t_0}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_0}} \quad \text{Gl. 9-10}$$

aufgelöst. Die Temperaturdifferenzen werden nach

Gleichströmer	Gegenströmer
$\Delta t_0 = t_1' - t_2'$	$\Delta t_0 = t_1' - t_2''$
$\Delta t_A = t_1'' - t_2''$	$\Delta t_A = t_1'' - t_2'$

berechnet.

Zur Auslegung der Wärmeübertrager betrachten viele Berechnungsprogramme den gesamten Enthitzungs- und Kondensationsvorgang als eine Zone und rechnen mit konstantem Δt_m . Wie Bild 9-26 jedoch zeigt, entsteht bei dieser Betrachtung eine relativ große Abweichung von 61,3 % (Kältemittel R134a, Kondensationstemperatur 65 °C) gegenüber der exakten, differentiellen Berechnung von kA (Bild 9-28). Wird der Wärmeübertrager nach dessen Phasengebieten getrennt betrachtet, reduziert sich der Fehler nach Bild 9-27 bereits auf 4,4 %. Auf Grund des deutlichen Geschwindigkeitsvorteils der Berechnung im Vergleich zur differentiellen Berechnung, wird die phasengenaue Betrachtung für die Wärmeübertrager im unterkritischen Betriebszustand verwendet.

Für den überkritischen Gaskühler (CO₂ Wärmepumpe nach Bild 9-29) ist die Kühlwasserein- und Austrittstemperatur vorgegeben. Letztere wird nach Newton so lange iterativ verändert, bis sich die gewünschte, minimale Grädigkeit $\Delta T_{G,\min} = \Delta T_{G,0}$ ergibt.

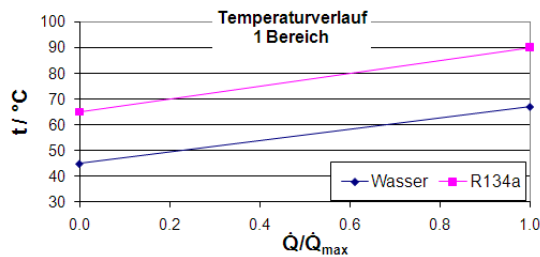


Bild 9-26 1 Bereich für Enthitzung und Kondensation

Abweichung: $\Delta kA_{ges} / kA_{diff} = 0,613$

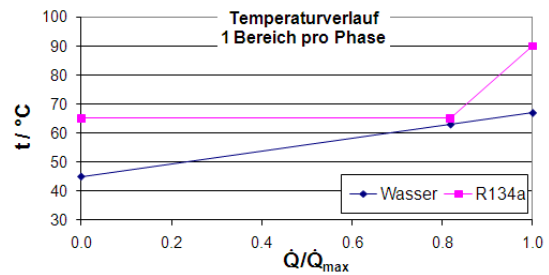


Bild 9-27 1 Bereich pro Phase

Abweichung: $\Delta kA_{ges} / kA_{diff} = 0,044$

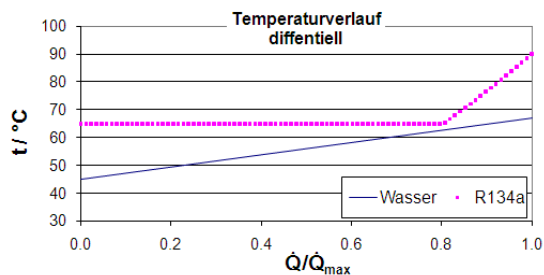


Bild 9-28 Differenzielle Betrachtung eines Kondensators

Abweichung: $\Delta kA_{ges} = 0$

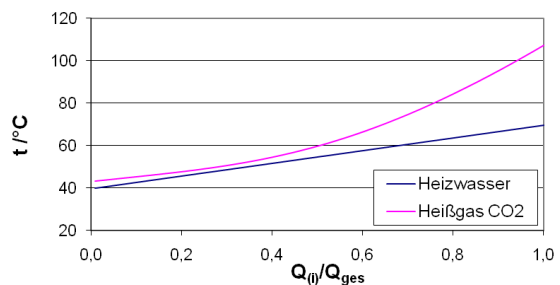


Bild 9-29 Differenzielle Betrachtung eines CO2 Gaskühlers

Abweichung: $\Delta kA_{ges} = 0$

Für die k-Werte selbst werden in den verfügbaren TRSNYS Modulen entweder konstante Vorgaben genutzt oder, wenn die Wärmeübertragertypen bekannt sind, spezifische Berechnungsalgorithmen angewendet. Die hier erstellte Software bietet dem Nutzer unter Sicherung zuverlässiger Genauigkeit eine einfache und allgemeingültige Möglichkeit zur Abschätzung der Energiestrombilanzen von Wärmepumpen, auch ohne dass die Wärmeübertrager genau bekannt sind. Im Auslegungsfall werden deshalb Vorschläge für k-Werte aus Literaturquellen verwendet und zur Nachrechnung eine Möglichkeit zur vereinfachten Berechnung gezeigt.

Nach /Jungnickel 85/ gibt es im Kondensator praktische keine Trennung der drei Teilzonen Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung. Schon bei Eintritt in den Wärmeübertrager kühlt sich das Gas an der Rohrwandung ab und es entsteht Filmkondensat. Ähnlich verhält sich der Verdampfer, sodass in den Teilbereichen keine unterschiedlichen k-Werte entstehen.

Berechnungen und Messungen von /Ciconkov 04/ an einem konkreten Rohrbündelwärmeübertrager der Firma Wieland, dargestellt in Bild 9-30, zeigen, dass der Hauptwiderstand des Wärmeübergangs bei Verdampfung und Kondensation auf der Kältemittelseite liegt (α_R) und bei Glattrohren auf der Seite des Heiz- oder Kühlwassers (α_W).

Um den Wärmedurchgang kältemittelseitig zu erhöhen, werden die Wände meist profiliert. Bild 9-30 verdeutlicht die Änderung des k-Wertes in Abhängigkeit des Rohrprofils. Es ist zu erkennen, dass sich deutliche Unterschiede, je nach Oberflächengestaltung einstellen.

Die exakte Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten erscheint in Anbetracht der vielfältigen Möglichkeiten der Wandgestaltung nicht angemessen. Deshalb werden für die Auslegung konstante Mittelwerte k_e nach /TaschenbuchKT 05/ vorgeschlagen und je nach Phase die notwendige Fläche aus $kA_{ges} = \text{konstant}$ berechnet. Tabelle 9-3 und Tabelle 9-4 zeigen eine Auswahl erreichbarer Wärmedurchgangswerte.

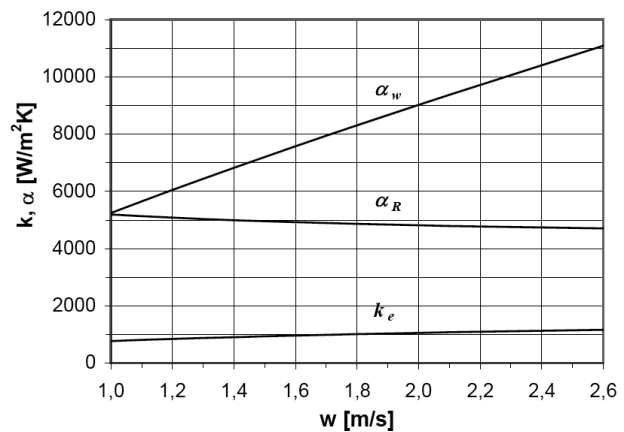


Bild 9-30 Wärmedurchgangs- und Wärmeübergangskoeffizienten bei veränderlicher Strömungsgeschwindigkeit /Ciconkov 04/

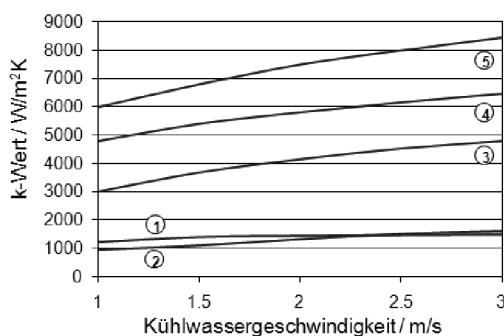


Bild 9-31 Wärmedurchgangskoeffizienten verschiedener Rohrtypen, (BITZER/Wieland) /TaschenbuchKT 05/

- (1) Glattrohr $d=19,05\text{mm}$
 - (2) GEWA-K / Rillenrohr
 - (3) GEWA Rillenrohr *
 - (4) GEWA-C / innen u. außen oberflächenvergrößert *
 - (5) GEWA-CLF / außen oberflächenvergrößert *
- * k-Wert auf die äußere Hüllfläche bezogen

Tabelle 9-3 Wärmedurchgangskoeffizienten von Verdampfern /TaschenbuchKT 05/

Verdampfertyp	$k / \text{W/m}^2\text{K}$
Bündelrohr mit trockener Verdampfung	1800
Bündelrohr für überfluteten Betrieb	1000
Koaxialverdampfer (Fa. Wieland)	7000
Rohrschlangenverdampfer, Strömung parallel zum Rohr	450
Rohrschlangenverdampfer, Strömung quer zum Rohr	700

Tabelle 9-4 Wärmedurchgangskoeffizienten von Verflüssigern /TaschenbuchKT 05/

Verflüssigertyp	Kältemittel	k / W/m²K
Bündelrohr	NH ₃	3500
Bündelrohr	HFKW	1400
Plattenverflüssiger	NH ₃	4200
Plattenverflüssiger	HFKW	3500

Betriebsverhalten

Für den Betriebsfall, bei welchem die Austrittstemperaturen am Wärmeübertrager nicht gegeben sind und die Leistung anstatt der Fläche gesucht ist, muss auf Grund der logarithmischen Temperaturdifferenz eine Iteration erfolgen. Um dies zu vermeiden, ist es nach Bosnjakovic vorteilhaft, die Betriebscharakteristik ϕ_i (oder auch Austauschgrad) zu verwenden. Sie kann als das Verhältnis der Temperaturänderung eines Mediums zur maximal im Rekuperator auftretenden Temperaturdifferenz angesehen werden. Daher wird sie auch als Wirkungsgrad des Wärmeübertragers bezeichnet und dimensionslos nach

$$\phi_i = \left| \frac{\Delta t_i}{\Delta t_{\max}} \right| = \left| \frac{\Delta t_i}{t'_1 - t_2} \right| \quad \text{Gl. 9-11}$$

mit $i=1,2$ erstellt. Als weitere dimensionslose Kennwerte werden die Übertragungszahl N_i (Number of Transfer Units - NTU)

$$N_i = \frac{kA}{C_i} \quad \text{Gl. 9-12}$$

und das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme R_i

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} \quad \text{Gl. 9-13}$$

benutzt. Folglich lässt sich die Energiebilanz nach Gl. 9-6, Gl. 9-7 und unter Nutzung der Betriebscharakteristik aus Gl. 9-11 ausdrücken:

$$\dot{Q} = \Phi_1 \cdot C_1 \cdot \Delta t_{\max} = \Phi_2 \cdot C_2 \cdot \Delta t_{\max} \quad \text{Gl. 9-14}$$

Damit können die weiteren Beziehungen:

$$\begin{aligned} \Phi_2 &= R_1 \cdot \Phi_1 & N_2 &= R_1 \cdot N_1 \\ \Phi_1 &= R_2 \cdot \Phi_2 & N_1 &= R_2 \cdot N_2 \end{aligned}$$

angegeben werden.

Die Betriebscharakteristik kann aus den dimensionslosen Kennzahlen hergeleitet werden. Es ergeben sich die folgenden Gleichungen für den Gleichströmer:

$$\Phi_1 = \frac{1 - \exp[-(1 + R_1)N_1]}{1 + R_1} \quad \Phi_2 = \frac{1 - \exp[-(1 + R_2)N_2]}{1 + R_2} \quad \text{Gl. 9-15}$$

Für den Gegenströmer lautet die Berechnungsgleichung der Betriebscharakteristik:

$$\Phi_1 = \frac{1 - \exp[-(1 - R_1)N_1]}{1 - R_1 \cdot \exp[-(1 - R_1)N_1]} \quad \Phi_2 = \frac{1 - \exp[-(1 + R_2)N_2]}{1 - R_2 \cdot \exp[-(1 - R_2)N_2]} \quad \text{Gl. 9-16}$$

Mit den aufgeführten Beziehungen ist es möglich, die Betriebscharakteristik, die Masseströme und Eintrittstemperaturen beider Medien zu berechnen sowie eine energetische Bilanzierung nach Gl. 9-14 zu erstellen.

Wärmedurchgangskoeffizienten

Die Wärmedurchgangskoeffizienten k_e werden für veränderte Betriebsfälle nicht konstant gehalten, sondern mit nachfolgenden Näherungsgleichungen beschrieben.

Dabei werden folgende Annahmen gesetzt:

- Berechnung für Rohrbündelwärmeübertrager
- turbulente Strömung³²
- Wärmeübergangswiderstand zwischen Kältemittel und Wand sowie Wärmeleitwiderstand werden als konstant angenommen

Anhand Bild 9-32 wird der Einfluss des Wärmedurchgangskoeffizienten k_e auf die zu übertragende Leistung deutlich. Die im Folgenden dargestellte Berechnung geht davon aus, dass der Haupteinfluss auf eine Änderung des k-Wertes durch eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit des Wassers und damit des wasserseitigen Wärmeübergangswiderstandes α_W verursacht wird. Bestätigung findet diese Annahme durch den relativ konstanten Verlauf des kältemittelseitigen Wärmeübergangswiderstandes α_R nach Bild 9-30 (α_{KM} hier α_R genannt).

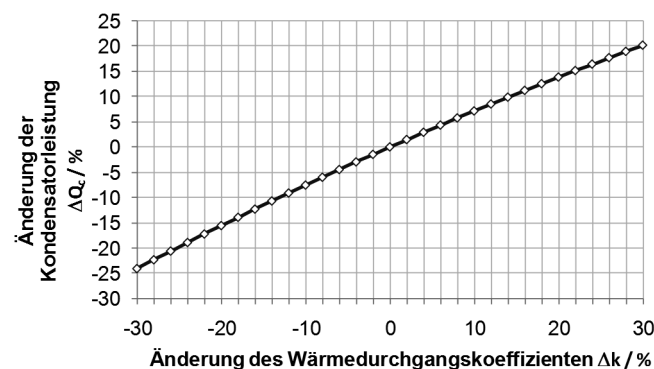


Bild 9-32 Änderung der Kondensatorleistung in Abhängigkeit von k_e

Zur Berechnung von α_W finden sich in der Literatur verschiedene Angaben. /HuhnJ 00/ berechnet

$$\alpha_W = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad \text{Gl. 9-17}$$

für turbulente Rohrströmung über die Nußelt Zahl nach

$$Nu = 0,0235 \cdot (\text{Re}^{0,8} - 230) \cdot \left(1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right) \cdot (1,8 \cdot \text{Pr}^{0,3} - 0,8) \cdot K_T \quad \text{Gl. 9-18}$$

³² zumeist werden Wärmepumpen in Volllast betrieben oder können eine bestimmte Minimalleistung nicht unterschreiten. Vereinfacht wird deshalb angenommen, dass laminare Strömungszustände des Kältemittels in den Wärmeübertragern nicht auftreten.

und /Ciconkov 04/ vereinfacht aus

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{Gl. 9-19}$$

Beider Methoden werden beispielhaft in Bild 9-33 gezeigt.

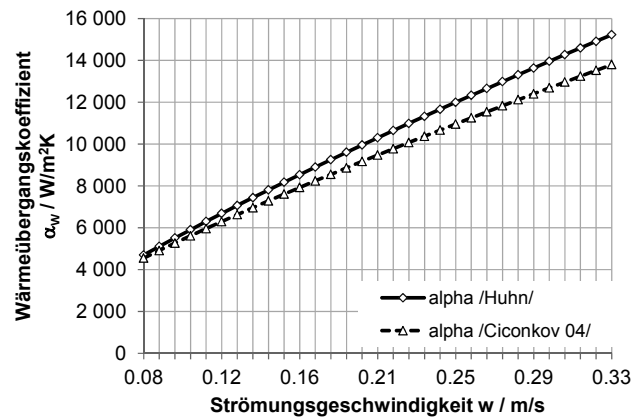


Bild 9-33 Wärmeübergangskoeffizient (wasserseitig)

Eine weitere Näherungsgleichung gibt /Cube 81/ mit

$$Nu = 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4} \quad \text{Gl. 9-20}$$

Im Programm ist derzeit Gl. 9-19 hinterlegt, wobei dem Nutzer Änderungen freigestellt sind.

Mit dieser Näherungsgleichung kann der Wärmeübergangskoeffizient weitgehend ohne konstruktive Details des Wärmeübertragers berechnet werden:

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad \text{Gl. 9-21}$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad \text{Gl. 9-22}$$

Als charakteristische Abmessung d_h in Gl. 9-21 zur Berechnung der Reynoldszahl Re kann bei Doppelrohren der Außendurchmesser des kältemittelführenden Innenrohres genutzt werden. Er wird über eine gegebene Geschwindigkeit w_{KM} , den berechneten Kältemittelmassestrom \dot{m}_{KM} und dessen Dichte nach Gl. 9-24 bestimmt. Die Dichtebestimmung bezieht sich auf die flüssige Phase des Kältemittels. Bei der Bestimmung des Außendurchmessers wird davon ausgegangen, dass die Dicke der Rohrwandung 20 % des Innendurchmessers beträgt.

$$d_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{KM}}{\pi \cdot \rho_{KM} \cdot w_{KM}}} \cdot 1,2 \quad \text{Gl. 9-23}$$

Richtwerte für die Strömungsgeschwindigkeit können Tabelle 9-5 entnommen werden:

Tabelle 9-5 empfohlene Strömungsgeschwindigkeiten

Kältemittel	
Saugleitungen (Gas)	7 .. 15 m/s
Druckleitungen (Gas)	5 .. 8 m/s
Flüssigkeitsleitungen	0,1 .. 1 m/s
Wasser	
Abhängig von Einsatzfall	

Nach jeder Auslegungsrechnung wird auf diese Weise α_w bestimmt. Um Teillastfälle vereinfacht rechnen zu können, wird außerdem folgende Vorgehensweise angewendet.

Der auf die Wärmeübertragerfläche bezogene Wärmedurchgangskoeffizient in Rohrbündelapparaten

$$k_e = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{KM}} + R + \frac{1}{\alpha_w} \frac{A_e}{A_i}} \quad \text{Gl. 9-24}$$

wird zusammengefasst zu

$$k_e = \frac{1}{K_1 + 1/\alpha_w \cdot K_2} \quad \text{Gl. 9-25}$$

Der kältemittelseitige Wärmeübergangswiderstand $1/\alpha_{KM}$ und der Wärmeleitwiderstand R wird demnach zur Konstante K_1 zusammengefasst und das Verhältnis zwischen äußerer und innerer Rohroberfläche zu K_2 . Letzterer Wert muss vom Nutzer abgeschätzt und vorgegeben sein.

Aus der Auslegungsrechnung und der Annahme für k_e , sowie dem berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für Wasser α_w kann K_1 bestimmt werden.

Den hauptsächlichen Einfluss auf α_w besitzt die Strömungsgeschwindigkeit (siehe Bild 9-34), die in der Reynoldszahl enthalten ist und mit der Potenz 0,8 eingeht³³. Der thermische Widerstand (wasserseitig) wird folglich zur Verkürzung der Rechenzeit im Betriebsfall vereinfacht zu:

$$\alpha_w = K_3 \cdot w^{0,8} \quad \text{Gl. 9-26}$$

Die Konstante K_3 wird zuvor aus dem Auslegungsfall bestimmt.

Die Berechnung des k-Wertes im Teillastzustand erfolgt schließlich nach aufgeführten Gleichungen und folgendem Ansatz:

$$\frac{k}{k_0} = \frac{K_1 + K_2 / K_3 \cdot 1 / m_0^{0,8}}{K_1 + K_2 / K_3 \cdot 1 / m^{0,8}} \quad \text{Gl. 9-27}$$

³³ Gilt nach /Huhn/ auch für turbulente Strömung entlang einer ebenen Platte (Plattenwärmeübertrager)

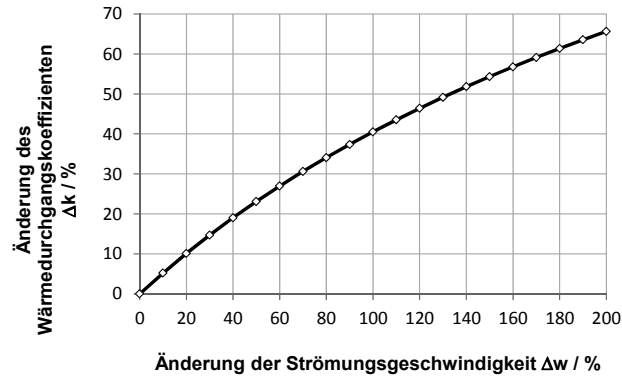


Bild 9-34 Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit

B.8 Verdichter

Das ursprüngliche Ziel der Verdichtersimulation war die Implementierung von Programmbibliotheken verschiedener Verdichterhersteller. Damit wäre es möglich, die Wärmepumpenauslegung (automatische Auswahl eines geeigneten Verdichters) und auch die Berechnung verschiedener Betriebszustände nach genauen Messergebnissen der Hersteller durchzuführen.

Eine Literaturrecherche und Anfragen bei verschiedenen Herstellern zeigte jedoch, dass nur sehr wenige Anbieter die ihren Auslegungsprogrammen hinterlegten, elektronischen Kennlinien freigeben oder überhaupt frei zugängliche Auslegungssoftware besitzen. Folglich wurden bisher nur die Verdichterbibliotheken einer Firma (Bitzer) eingebunden.

Für die Nutzung anderer Modelle und Fabrikate bestehen die folgenden Eingabemöglichkeiten:

- Leistungskurven nach DIN EN 12900 (DIN EN 12900)
- Gütegrad η_{is} , Liefergrad λ und Wärmeverlust η_{wv}

Auslegung

Modellbibliothek Bitzer

Für die hinterlegte Programmbibliothek der Firma Bitzer sind die offizielle Bezeichnung des Verdichters und das verwendete Kältemittel anzugeben /Bitzer 421/. Alle anderen Daten werden intern übergeben.

Leistungskurven nach (DIN EN 12900)

In DIN EN 12900 wird die Darstellung von Verdichterkennlinien in Abhängigkeit von der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur t_v und t_{ko} festgelegt. Zur Berechnung der Verdichterleistung wird ein Polynom dritten Grades mit zehn Koeffizienten wie folgt angegeben:

$$X = C1 + C2 \cdot t_v + C3 \cdot t_{ko} + C4 \cdot t_v^2 + C5 \cdot (t_v \cdot t_{ko}) + C6 \cdot t_{ko}^2 + C7 \cdot t_v^3 + C8 \cdot D \cdot t_v^2 + C9 \cdot t_v \cdot D^2 + C10 \cdot D^3$$

Gl. 9-28

Die Variable X steht dabei für die elektrische Leistung P_{el} des Verdichters in W, die Kälteleistung \dot{Q}_0 in W oder den Massestrom \dot{m}_{KM} in kg/h. Für halogenfreie Kohlenwasserstoffe einschließlich Kältemittelgemischen gelten die Polynome für eine Sauggasüberhitzung von 10 K, eine Unterkühlung von 0 K und eine Umgebungstemperatur von 32 °C. Dabei wird eine konstante Drehzahl n und konstantes Hubvolumen V_{Hub} angenommen. Bei Abweichungen dieser Parameter sind Korrekturfaktoren für Überhitzung, Verdichterdrehzahl und Teillast zu benutzen oder neue Kennlinien einzugeben.

Wärmeverluste des Verdichters sind von den Herstellern bereits berücksichtigt.

Gütegrad η_{is} , Liefergrad λ und Wärmeverlust η_{wv}

Stehen keine Kennlinien oder Bibliotheken zur Verfügung, kann der isentrope Gütegrad η_{is} zur Abschätzung der dissipativen Verluste im Verdichter benutzt werden.

Mechanische und elektrische Umwandlungsverluste des Motors, welche nicht direkt an das Kältemittel überführt werden, stellen Wärmeverlust an die Umgebung dar. Die Wärmeverluste des Verdichters \dot{Q}_{wv} werden von Herstellern üblicherweise als fester Wert η_{wv} zwischen 3% und 5% bezüglich der zugeführten elektrischen Leistung P_{el} berücksichtigt. Die Angaben variieren je nach Hersteller, unterscheiden sich jedoch nicht in ihrer Größenordnung. Bei Versuchen an einer kleinen Wärmepumpen mit Rollkolbenmotor (1 kW Heizleistung) betrugen die Wärmeverluste auf Grund der großen spezifischen Oberfläche des Verdichters bis zu 50 % /HuhnR 08/. Beim Einsatz in der Kälteindustrie entlasten die Verluste das Rückkühlwerk. Solch hohe Werte sind deshalb für Verdichter, die nicht wärmepumpenoptimiert sind, nicht unüblich.

$$\eta_{wv} = \frac{\dot{Q}_{wv}}{P_{el}}. \quad \text{Gl. 9-29}$$

Die über den Verdichter zugeführte Leistung P_{el} ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz zwischen Sauggas h_{SG} am Verdichtereintritt und Druckgas am Verdichteraustritt h_{DG} unter Berücksichtigung der genannten Verluste

$$P_{el} = \frac{\dot{m}_{KM} \cdot (h_{DG} - h_{SG})}{\eta_{wv}}. \quad \text{Gl. 9-30}$$

Der Austrittszustand h_{DG} des Verdichters wird bei definiertem Eintrittszustand h_{SG} und Gütegrad η_{is} berechnet.

$$\eta_{is} = \frac{h_{DG,is} - h_{SG}}{h_{DG} - h_{SG}} \quad \text{Gl. 9-31}$$

Die Austrittsenthalpie $h_{DG,is}$ der isentropen Verdichtung wird mit gegebenem Kondensationsdruck über die konstante Entropie ermittelt. Dabei gelten folgende Annahmen:

- Entropie des Eintrittszustandes: $s_{SG} = f(p, t)$
- Isentrope Verdichtung mit $s = \text{konst.}$, d.h. $s_{SG} = s_{DG}$
- Austrittsenthalpie bei isentroper Verdichtung: $h_{DG,is} = f(p_{DG}, s_{DG,is})$

Die angegebenen Stoffwertfunktionen entstammen der Stoffdatenbank /REFPROP/.

Mit den Leistungspolynomen oder dem Güte- und Wirkungsgrad kann die Verdichterleistung im Auslegungszustand berechnet werden. Für den Betriebsfall wird der Einfluss einer Teillast über die Änderung des Kältemittelmassestromes \dot{m}_{KM} berücksichtigt. Als Regelgrößen dienen entweder die Motordrehzahl über eine Frequenzänderung der anliegenden Spannung (Frequenzumrichter) oder das Hubvolumen des Verdichters.

Bei Hubkolbenverdichtern wird üblicherweise Zylinderabschaltung und bei Schraubenverdichtern eine Schieberregelung genutzt. Turboverdichter werden über Drehzahlregelung der Teillast angepasst. Wegen sinkender Preise der Frequenzumrichter wird sie zunehmend auch für Hubkolben- und Schraubenverdichter angewendet.

Im Folgenden wird die rechnerische Darstellung des Teillastbetriebes erläutert.

Betriebsverhalten

Modellbibliothek Bitzer

Bei den integrierten Verdichtern existieren verschiedene Möglichkeiten, um einen Teillastbetrieb zu simulieren. Bei Hubkolbenverdichtern kann die Leistung beispielsweise von 100 % auf 83 %, 75 %, 66 %, 50 %, 33 %, 25 % und 17 % gestuft werden.

Bei Scrollverdichtern und Schraubenverdichtern ist keine Reduzierung möglich.

Leistungskurven nach (DIN EN 12900)

Die angegebenen Kennlinien sind immer nur für einen konstanten Verdichtervolumenstrom gültig. Ändert sich Drehzahl, Schieberstellung, Anzahl der Hubkolben, etc. muss eine neue Kennlinie mit dem Auslegungsprogramm erstellt und hinterlegt werden.

Gütegrad η_{is} , Liefergrad λ und Wärmeverlust η_{wv}

Eine annähernd konstante Größe in Verdichtern ist der angesaugte Volumenstrom, der durch das konstante Hubvolumen gegeben ist. Der theoretisch mögliche Massestrom \dot{m}_t durch den verlustfreien Verdichter

$$\dot{m}_t = \rho_{SG,t} \cdot \dot{V}_t \quad \text{Gl. 9-32}$$

ermittelt aus dem Produkt von Dichte am Verdichtereintritt $\rho_{SG,t}$ und Hubvolumen \dot{V}_t wird jedoch durch die Strömungswiderstände der Arbeitsventile, einen unvermeidlich schädlichen Restraum, die Rückexpansion und Lässigkeit zwischen Kolben und Zylinder bei Hubkolbenverdichtern sowie zwischen Schraube und Wandung bei Schraubenverdichtern reduziert /LehrbuchKT 87/. Die Gesamtheit aller volumetrischen Verluste wird durch den Liefergrad λ erfasst, der das Verhältnis zwischen realem und theoretisch möglichem angesaugten Volumenstrom ausdrückt.

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_t} \quad \text{Gl. 9-33}$$

Linge hat 1956 für verschiedenste Verdichtertypen den Liefergrad und indizierten (isentropen) Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

$$\Pi = \frac{p_{Ko}}{p_V} \quad \text{Gl. 9-34}$$

dargestellt /Linge 56/. Im Simulationsprogramm können Kennlinien für Liefergrade in Form von Polynomkoeffizienten nach

$$\lambda = x + x_i \cdot \Pi^i + x_{i+1} \cdot \Pi^{i+1} + [\dots] + x_{i+n} \cdot \Pi^{i+n} \quad \text{Gl. 9-35}$$

hinterlegt werden. Weitere Angaben zu Liefergraden und auch die im Folgenden aufgeführten isentropen Gütegraden, sind in beispielsweise /Cube 81/, /Preußer 01/ und /DKV AB3/ zu finden.

Mit Kenntnis des Liefergrades kann folglich eine veränderte Drehzahl n (Frequenzregelung) oder Änderung des theoretischen Volumens \dot{V}_t durch z.B. Zylinderabschaltung (Hubkolbenverdichter – Änderung der Anzahl an Hubkolben i) oder Schieberregelung (Schraubenverdichter) nach

$$\dot{V}_t = i \cdot V_t \cdot n \quad \text{Gl. 9-36}$$

simuliert werden.

Das theoretische Verdichtervolumen V_t wird im Auslegungszustand nach

$$V_t = \frac{\dot{m}_{KM,t}}{\rho_{KM} \cdot \dot{i}_t \cdot n_t} \quad \text{Gl. 9-37}$$

berechnet und automatisch übernommen.

Der Kältemittelmassestrom im Teillastfall berechnet sich nach

$$\dot{m}_{KM} = \rho_{SG} \cdot \dot{V} = \frac{\dot{V}}{v_{SG}} = \frac{\lambda \cdot \dot{V}_t}{v_{SG}} \quad \text{Gl. 9-38}$$

Die Vorgänge im Inneren des Verdichtungsraumes in Teillast werden über Anpassung des isentropen Gütegrades abgebildet. Auch diese Kennzahl wird in Abhängigkeit des Druckverhältnisses über ein Polynom mit maximal 10 Koeffizienten abgebildet.

$$\eta_{is} = x + x_i \cdot \Pi^i + x_{i+1} \cdot \Pi^{i+1} + [\dots] + x_{i+n} \cdot \Pi^{i+n} \quad \text{Gl. 9-39}$$

Mit Liefergrad, isentropen Gütegrad und Motorwirkungsgrad (dieser wird als konstante Größe hinterlegt) lassen sich folglich alle Verhältnisse des Verdichters für die Auslegung als auch im Teillastbereich nachbilden.

B.9 Expansionsventil

Für das Expansionsventil wird eine ideale, isenthalpe Entspannung mit $h_{\text{Eintritt}} = h_{\text{Austritt}}$ angenommen.

B.10 Druckverluste

Alle Druckverluste werden generell als konstante Parameter vom Nutzer vorgegeben. Eingabemöglichkeiten existieren für folgende Stellen:

- Wärmeübertrager (Kältemittelseite) – getrennt nach Phasen:
 - unterkühlte Flüssigkeit
 - Nassdampf
 - überhitzter Dampf
- Wärmeübertrager (Wärmequelle oder –senke):
ein konstanter Wert für Verdampfer und Kondensator
- Sauggasleitung
- Druckgasleitung

B.11 Berücksichtigung technischer Grenzen

Ein wichtiges Kriterium bei der Erstellung der Kreislaufberechnung ist die Überprüfung und ggf. Einhaltung realer technischer Grenzen der Wärmepumpen. Im Programm werden folgende Parameter überwacht und sind durch den Nutzer mit Grenzwerten einzuschränken:

- Untere Grenze der Kondensationstemperatur in °C
- Obere Grenze der Kondensationstemperatur in °C
- Maximaler Verdampferdruck in bar
- Maximale Heißgastemperatur in °C

Der Lösungsalgorithmus übernimmt die ersten drei Größen als Randbedingungen und übergibt eine Fehlermeldung, wenn keine Konvergenz innerhalb der Schranken erreicht werden kann. Dieser Fall

würde in Realität einer Überschreitung der Grenzwerte entsprechen, was zum Abschalten der Wärmepumpe mittels Druckwächter führt.

Soll ein bestimmter Verdampfungsdruck nicht überschritten werden, besteht die Möglichkeit, dies über Vorgabe eines Konstantdruckes zu realisieren. Ein MOP-Ventil (MOP=Maximum-Operating-Pressure) drosselt in diesem Fall den Kältemittelvolumenstrom so lange, bis der entsprechende Verdampfungsdruck eingestellt ist.

Bei der maximalen Heißgastemperatur wird dem Nutzer eine Warnmeldung in der Fehlerausgabedatei übergeben, die jedoch nicht zwangsläufig zum Abbruch der Berechnung führt. Es besteht die weitere Möglichkeit, einen externen Ölkühler zu aktivieren, der die Einhaltung der maximalen Heißgastemperatur durch Wärmeabfuhr realisiert. Als Ausgabegröße wird in diesem Fall die Leistung des Ölkühlers angegeben.

C. Auslegung der Kompressionswärmepumpen

C.1 Allgemeines

Sinkt die Vorlauftemperatur im Fernwärmenetz unter den Sollwert der TWE, muss eine Nacherwärmung realisiert werden. Eine Möglichkeit dazu sind Kompressionswärmepumpen unter Nutzung des Fernwärmenetzes als Wärmequelle. Die Untersuchungen zum Wärmepumpenanschluss an den Netzvorlauf werden in zwei hydraulisch verschiedene Fälle der Wärmepumpenschaltung untergliedert – die parallele und serielle Verschaltung von Vorwärmer und Wärmepumpe. Die Schaltungen sind in Abschnitt 4.5.3 aufgeführt.

Unabhängig von der hydraulischen Verschaltung werden Wärmepumpen desselben Typs mit gleichen Kennlinien verwendet. Letztere werden mit dem in Abschnitt B beschriebenen Kennlinienmodell erstellt.

Die Simulation der Kompressionswärmepumpe wird mit einem stationären Kennlinienmodell realisiert. Als wichtigste vom Nutzer vorzugebende Parameter werden die Koeffizienten der dort verwendeten Polynomfunktionen für die Kondensatorleistung \dot{Q}_K und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters P_{el} benötigt. Das Modell geht davon aus, dass über Kondensator und Verdampfer konstante Masseströme fließen. Die Leistungsangaben sind deshalb massestromunabhängig und sie betreffen das statische Verhalten, d.h. sie berücksichtigen keine dynamischen Vorgänge innerhalb der Wärmepumpe. Sie werden in folgender Form vorgegeben:

$$\dot{Q}_K = f(t_{0,VL}; t_{K,RL})$$

$$\dot{Q}_{K,stat} = bq(1) + bq(2) \cdot t_{0,Ein} + bq(3) \cdot t_{K,Aus} + bq(4) \cdot t_{0,Ein} \cdot t_{K,Aus} + bq(5) \cdot t_{0,Ein}^2 + bq(6) \cdot t_{K,Aus}^2$$

Gl. 9-40

$$P_{el} = f(t_{0,VL}; t_{K,RL})$$

$$P_{el,stat} = bp(1) + bp(2) \cdot t_{0,Ein} + bp(3) \cdot t_{K,Aus} + bp(4) \cdot t_{0,Ein} \cdot t_{K,Aus} + bp(5) \cdot t_{0,Ein}^2 + bp(6) \cdot t_{K,Aus}^2$$

Gl. 9-41

Für die notwendigen Randbedingungen der Rückspeisung von Abwärme in das Fernwärmenetz und die damit verbundene Realisierung hoher Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen sind keine Wärmepumpen am Markt verfügbar. Somit können auch keine Kennlinien aus Herstellerangaben entnommen werden. Die Wärmepumpen werden deshalb eigens für den hier untersuchten Anwendungsfall konzipiert und Kennlinien mit dem Programm zur Kreisprozessberechnung erstellt.

Dabei können auch reale technische Grenzen sowie Veränderungen auf Grund schwankender Stoffwerte und des Verdichterverhaltens berücksichtigt werden.

C.2 Kältemittel

Auf Grund der hohen Verdampfungstemperatur besitzen nur niedrig siedende Hochtemperaturkältemittel Einsatzchancen. Untersucht wird das Einstoffkältemittel R227ea und das Kältemittelgemisch R365mfc/R227ea. Letzteres wurde von der Firma Solvay für Pilotanlagen in Hochtemperaturwärmepumpen erfolgreich getestet aber wird wegen fehlender Nachfrage aktuell nicht mehr vertrieben.

C.3 Schaltung

Die einfachste und damit preisgünstigste Schaltung ist der einstufige Kreislauf nach Bild 9-19 mit internen Zwischenwärmeübertrager. Es kann davon ausgegangen werden, dass sich aus wirtschaftlicher Sicht der einstufige Kreislauf durchsetzen würde, weshalb er für folgende Auslegung verwendet wird.

C.4 Randbedingungen

Verdichter

Da keine realen Messdaten für den Einsatz unter den genannten Randbedingungen nach Tabelle 4-8 vorliegen, wird die messtechnisch bestimmte Kennlinie eines Scrollverdichters nach /Preußner 01/ verwendet.

Isentroper Gütegrad η_{is}

$$\eta_{is} = 0,6128 + 0,0585 \cdot \pi - 0,0099 \cdot \pi^2$$

Gl. 9-42

Liefergrad λ

$$\lambda = 1,0122 - 0,0258 \cdot \pi$$

Gl. 9-43

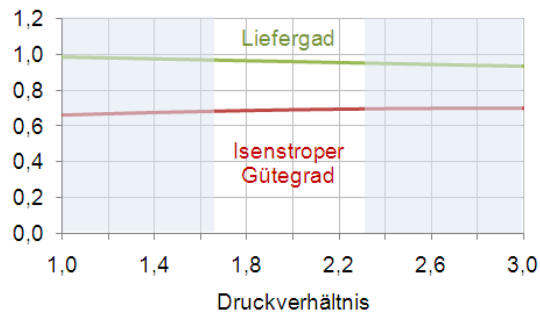


Bild 9-35 Verdichterkennlinien im Arbeitsbereich

Der Arbeitsbereich des Verdichters reicht vom Auslegungszustand bei einer Verdampfeintrittstemperatur von 40 °C und Kondensatoraustrittstemperatur von 62 °C bis zur maximal zulässigen Verdampfeintrittstemperatur von 55 °C. Das Druckverhältnis zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur beträgt demnach zwischen 1,69 und 2,3. In Bild 9-35 ist dieser Bereich weiß dargestellt. Der Verdichterliefergrad λ und Gütegrad η_{is} verlaufen beide innerhalb üblicher Werte von $\eta_{is} \approx 0.7$ und $\lambda \approx 0.95$.

Die blau hinterlegten Außenbereiche zeigen, dass die genutzten Kennlinien auch außerhalb des Arbeitsbereiches stetiges Verhalten aufweisen. Die Berechnung und spätere Anwendung erfolgt jedoch nur innerhalb des weißen Arbeitsbereiches.

Zwischenwärmeübertrager

Der interne Wärmeübertrager zur Unterkühlung des Kondensats und Überhitzung des Kältemitteldampfes hat einen Einfluss auf die Effizienz des Kreisprozesses. In Bild 9-36 wird der Übertragungsgrad des Wärmeübertragers für den Auslegungszustand (Verdampfeintrittstemperatur 40°C) vorgegeben. Das Modul berechnet sich den entsprechenden kA -Wert, der für die Betriebsrechnung als konstant angenommen wird. Es ist zu erkennen, dass die Leistungszahl der WP mit

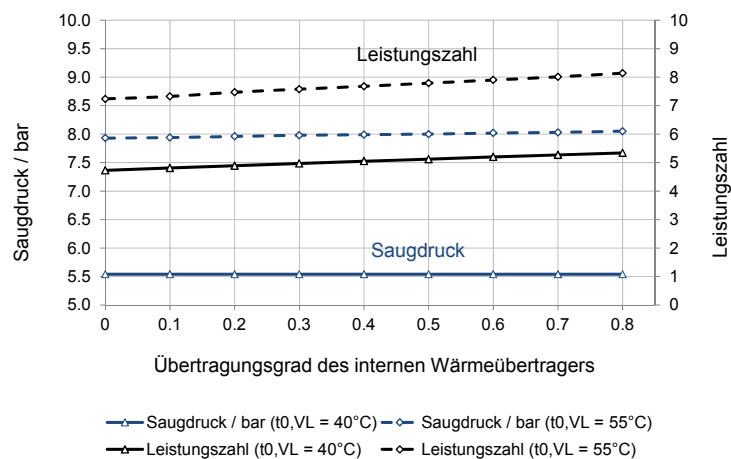


Bild 9-36 Auswirkungen variabler Größe des inneren Wärmeübertragers bei R227ea

steigendem Übertragungsgrad kA , d.h. steigender Wärmeübertragungsfläche A (k = konstant) ansteigt. Der Saugdruck ist ebenfalls aufgetragen, um zu verdeutlichen, dass der Grenzwert von 8 bar auch bei maximalen Verdampfeintrittstemperaturen von 55 °C eingehalten wird (siehe auch Abschnitt C.5).

Bei einer realen Planung stehen der zunehmenden Fläche und damit sinkender Betriebskosten, steigende Investitionskosten des Wärmeübertragers gegenüber. Um eine energetisch optimale Variante vergleichen zu können, wird hier die größte mögliche Übertragungsfläche mit einem

Übertragungsgrad von 0.8 verwendet. Eine weitere Vergrößerung bringt kaum Vorteile, da die minimale Grädigkeit hierbei bereits 2 K beträgt.

C.5 Technische Grenzen

Das Kennlinienmodell TYPE 201 berücksichtigt eine Hoch- und eine Niederdrucktemperaturgrenze, bei deren Über- bzw. Unterschreiten die Wärmepumpe ausgeschaltet wird. Für den vorliegenden Anwendungsfall ist die Hochtemperaturgrenze von Interesse, da sie ein Maß für die Heißgastemperatur am Verdichteraustritt darstellt.

Die wichtigsten technischen Grenzen, die für den sicheren Betrieb der Wärmepumpe zu garantieren sind, können jedoch mit TYPE 210 nicht überwacht werden. Deshalb ist bei Erstellung der Kennlinien darauf zu achten, dass diese nicht überschritten werden.

Es handelt sich um folgende Parameter:

Maximale Heißgastemperatur:

Um Dichtungen, Materialien und vor allem das verwendete Öl vor drastischer Alterung oder gar Verkokung zu schützen, wird von Herstellern empfohlen, die Heißgastemperatur von 100 °C ($t_{HG} = t_2$) nicht zu überschreiten.

Wie in Bild 9-37 zu sehen ist, unterschreitet die Heißgastemperatur mit 85 °C auch im ungünstigsten Betriebsfall den genannten Grenzwert nicht.

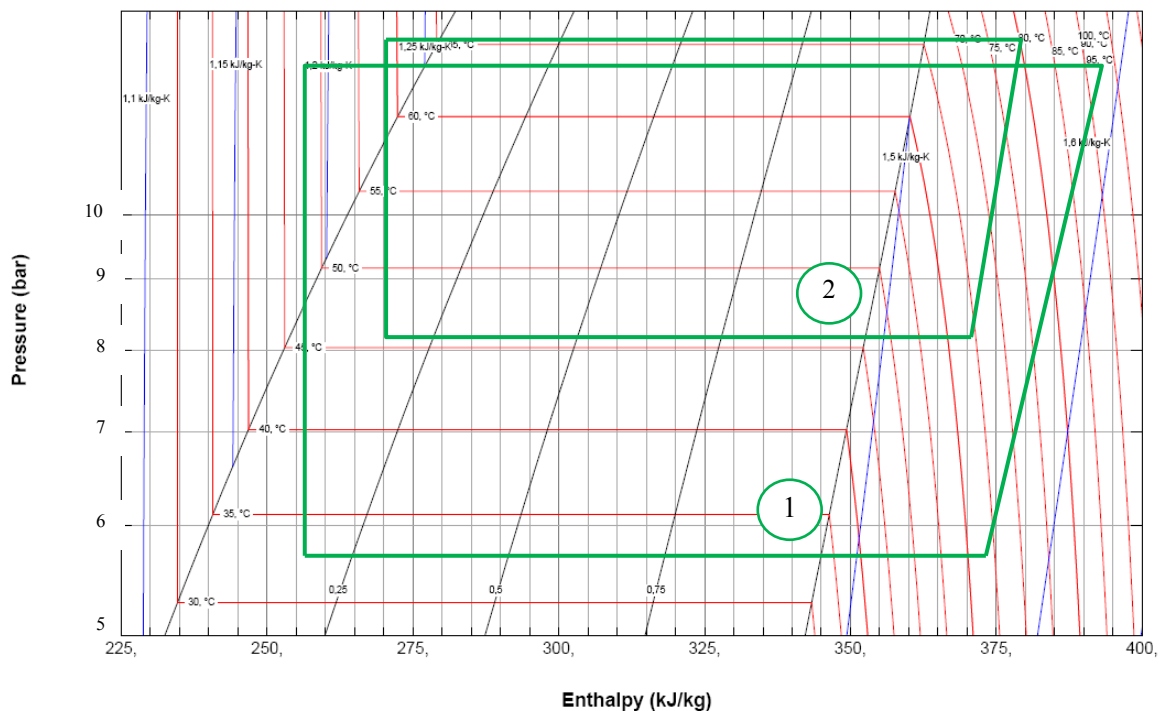


Bild 9-37 log(p)-h Diagramm für R227 - Kreisprozess bei:
(1) Auslegung und (2) maximaler Verdampfereintrittstemperatur

Maximale Verdampfungstemperatur:

Standardverdichter erlauben saugseitig Drücke bis etwa 9 bar. Um sichere Betriebsbedingungen zu ermöglichen wird der Maximaldruck auf der Saugseite des Verdichters auf 8,5 bar begrenzt.

Bei dem Kältemittelgemisch R365mfc/R227ea entspricht dies einer Verdampfungstemperatur von $t_V = 68\text{ °C}$ und bei dem reinen Kältemittel R227ea $t_V = 47,5\text{ °C}$.

Die Wärmepumpenschaltung muss sicherstellen, dass der Mindestdruck nicht überschritten wird. In realen Anlagen werden dazu MOP (Maximum Operating Pressure) Ventile eingesetzt, die den Kältemittelmassestrom so lange drosseln, bis sich der vorgegebene Druck einstellt.

Programmiertechnisch wird das Problem so gelöst, dass die Kreisprozessberechnung (Abschnitt B) die Verdampferaustrittstemperatur aus der Energiebilanz der Wärmepumpe des letzten Zeitschrittes berechnet. Bei Überschreitung des gesetzten Maximalwertes wird die gerade noch zulässige Verdampfer Eintrittstemperatur berechnet und an TYPE 201 übergeben. Auf diese Weise kann die Verdampfungstemperatur und –Druck trotz steigender Verdampfer Eintrittstemperaturen einen Maximalwert nicht überschreiten.

Die reale Verdampferaustrittstemperatur wird anschließend über die externe Energiebilanz am Verdampfer berechnet.

Zur Einhaltung der 8,5 bar Saugdruck wird bei R227ea eine maximale Verdampferaustrittstemperatur von $t_{0,RL,Max} = 50\text{ °C}$ ($\Delta T_{G,W\ddot{U}} = 2,5\text{ K}$) gewählt.

Mindestdrucksprung des Verdichters

Der Verdichter arbeitet nur dann, wenn eine Mindestdruckdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer anliegt.

Da der Kondensator mit konstanten Eintrittstemperaturen arbeitet und die Verdampfungstemperatur nach oben begrenzt ist, stellt sich im ungünstigsten Fall zwischen Verdampfungstemperatur und Kondensationstemperatur eine Differenz von 18 K ein, was am Verdichter einer Druckdifferenz von 4,9 bar entspricht. Dies ist ausreichend hoch für den sicheren Betrieb der Anlage.

C.6 Kennlinien

Es wurden Auslegungsrechnungen für eine Heizleistung von 4, 8 und 12 kW angefertigt und entsprechende Kennlinien erstellt. Die Jahressimulationen der Fernwärmesysteme ergaben jedoch keine signifikanten Auswirkungen der unterschiedlichen Leistungsgrößen. Deshalb wurden in der Ergebnisdiskussion (Kapitel 5) nur die Ergebnisse einer Anlage ($\dot{Q}_K = 8\text{ kW}$) vorgestellt.

Die Wärmepumpenkennlinien werden für folgende Randbedingungen erstellt:

Tabelle 9-6 Randbedingungen der Wärmepumpenauslegung

<i>Verdampfer</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	40 / 35 °C
Leistung	3,5 / 7 / 10,5 kW
Massestrom	0,16 / 0,33 / 0,50 kg/s
<i>Kondensator</i>	
Eintritts-/Austrittstemperatur	57 / 62 °C
Leistung	4 / 8 / 12 kW
Massestrom	0,19 / 0,38 / 0,57 kg/s
Grädigkeiten $\Delta T_{W\ddot{U}}$	1,5 K

Mit den genannten Randbedingungen werden anschließend die benötigten Kennlinien zur Berechnung des äußeren Wärmepumpenprozesses erstellt. Die Datengrundlage wird mit der Kreislaufberechnung auf Basis folgender Variablen erzeugt:

Verdampfeintrittstemperatur $t_{0,VL}$: 40 – 55 °C

Kondensatoreintrittstemperatur $t_{K,VL}$: 57 °C

Heizleistung (Auslegung) \dot{Q}_K (Variante 1/2/3): 4 / 8 / 12 kW

Die eigentlichen Kennlinien werden dann aus einer Matrix von Variablen im genannten Arbeitsbereich mit einer Excelvorlage approximiert. Für Gleichung Gl. 9-40 und Gleichung Gl. 9-41 ergeben sich folgende Polynomkoeffizienten:

Heizleistung (Auslegung): 8 kW

bq(1)	-1.5964	bp(1)	0.5174
bq(2)	2.0564	bp(2)	-0.0144
bq(3)	-1.7717	bp(3)	0.0836
bq(4)	2.7828	bp(4)	-0.5449
bq(5)	18.2367	bp(5)	-0.7797
bq(6)	-12.1436	bp(6)	1.5367

Heizleistung (Auslegung): 4 kW

bq(1)	-535.3790	bp(1)	-2.4259
bq(2)	514.0766	bp(2)	0.1067
bq(3)	372.3673	bp(3)	0.3764
bq(4)	-384.4297	bp(4)	11.3952
bq(5)	-8.1389	bp(5)	-6.8337
bq(6)	29.6718	bp(6)	-3.0795

Heizleistung (Auslegung): 12 kW

bq(1)	0.5012	bp(1)	-2.8023
bq(2)	7.0239	bp(2)	-0.0203
bq(3)	1.0216	bp(3)	0.3061
bq(4)	9.1519	bp(4)	3.6083
bq(5)	19.6747	bp(5)	-3.8052
bq(6)	-24.0116	bp(6)	2.7117

Die Kennlinien selbst werden im Diagramm Bild 9-38 veranschaulicht:

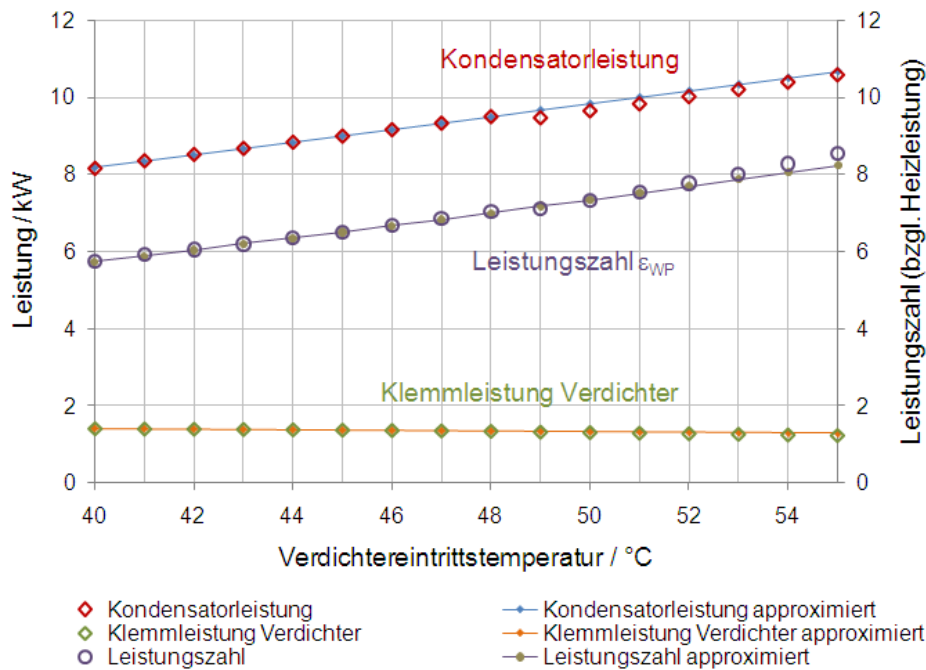


Bild 9-38 Kennlinien der Wärmepumpe, Heizleistung 8 kW

Die Kennlinien für 4 und 12 kW Heizleistung werden nicht gezeigt, weil sich qualitativ gleiche Kurven, wie in Bild 9-38 dargestellt ergeben.

Die Abweichung der Approximation gegenüber der simulierten Kennlinie, dargestellt in Tabelle 9-7 ist bei allen Leistungsgrößen der Wärmepumpe kleiner 3 %, sodass die Approximationskoeffizienten angewendet werden können.

Tabelle 9-7 maximaler Fehler der Kennlinienapproximation

Auslegungsleistung \dot{Q}_K	Maximale Abweichung der Kondensatorleistung $\Delta\dot{Q}_{K,max}$	Maximale Abweichung der Verdichterleistung $\Delta P_{el,max}$
4 kW	2,5 %	1,2 %
8 kW	2,2 %	1,8 %
12 kW	1,3 %	2,8 %

C.7 Funktionsfähigkeit der Wärmepumpenschaltung

Das Diagramm in Bild 9-39 verdeutlicht die Funktionsfähigkeit der Wärmepumpenschaltung am Beispiel BHKW 70-55 SLWP. Dargestellt ist die Summe der Verdichterleistung aller WP-Anlagen im Netz. Die Wärmepumpen sind nur dann aktiv, wenn die Netzvorlauftemperatur nicht ausreicht, um die TWE- Soll-Temperatur von 62 °C zu gewährleisten. Je niedriger die Netzvorlauftemperatur, desto größer ist die notwendige Verdichterleistung für die Nacherwärmung des Lademassestromes.

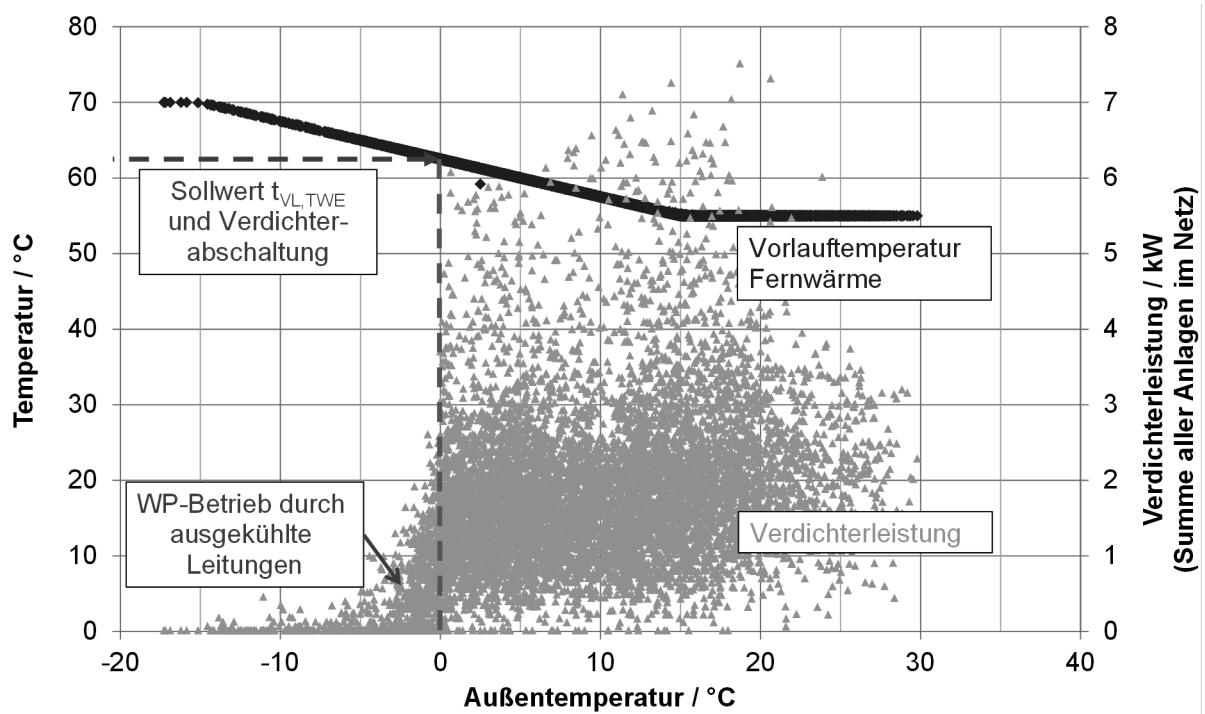


Bild 9-39 Gesamt-Verdichterleistung
in Abhängigkeit der Netzzorlauftemperatur BHKW 70-55 SLWP

D. Auslegung der Kompressionskälteanlagen

D.1 Allgemeines

Bei der Kälteerzeugung mit Kompressionskälteanlagen wirken sich die Art der Rückkühlung und damit die Höhe der Kondensationstemperatur entscheidend auf die Auslegung der KKM und die Betriebskosten aus. Die Nutzung eines Rückkühlwerkes ermöglicht niedrigere Kondensationstemperaturen und damit bei gleichen Verdampfungstemperaturen bessere Leistungszahlen, als die Abwärmeeinkopplung in den höher temperierten Vor- oder Rücklauf des Fernwärmenetzes.

Da grundlegend davon ausgegangen wird, dass mit der Neugestaltung des Fernwärmenetzes (innerhalb der verschiedenen Fahrweisen) auch eine Neuplanung der Kälteanlage stattfindet, wird zwischen der Anlage mit lokalem Rückkühlwerk und Rückspeisung in das Fernwärmenetz differenziert und beide Anlagen werden für verschiedene Auslegungs- und Betriebspunkte dimensioniert.

Die Simulation der Kälteanlage erfolgt mit Type 201 und die dafür notwendigen Kennlinien werden mit der Kältemittelkreislaufberechnung nach Abschnitt B erstellt.

In Bild 9-40 ist das hydraulische Schaltschema der Anlage mit lokalem Rückkühlwerk und in Bild 9-41 das Schema der Anlage mit Rückspeisung in das Fernwärmenetz dargestellt. Die Auslegungsbedingungen der Vorlaufeinspeisung entsprechen denen der Rücklaufeinspeisung, sodass das entsprechende Schaltbild an dieser Stelle nicht gezeigt werden muss.

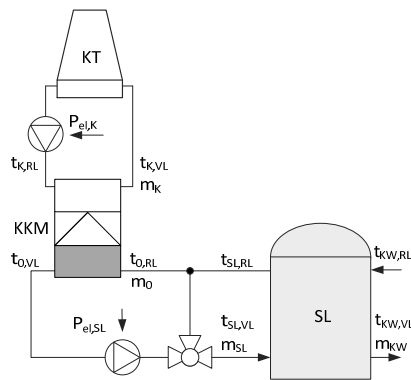


Bild 9-40 Dezentrale Kälteerzeugung mit KKM-KT

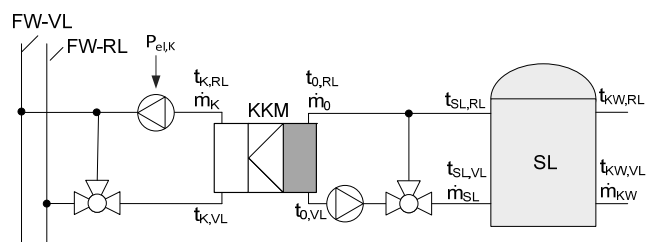


Bild 9-41 Dezentrale Kälteerzeugung mit Abwärmerückspeisung in das Fernwärmenetz KKM-FW

Die besondere Herausforderung bei der Konzeption der Kälteanlage zur Wärmerückspeisung besteht darin, dass sie in der Lage sein muss, bei hohen Fernwärmertemperaturen und dadurch hohen Kondensationstemperaturen zu arbeiten.

Die Kennlinien für die Kondensatorleistung \dot{Q}_K und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters P_{el} in TYPE 201 werden als Polynomfunktionen nach Gl. 9-40 und Gl. 9-41 erzeugt. Die Koeffizienten werden ermittelt und der Wärmepumpensimulation mit Type 201 als konstante Parameter übergeben.

D.2 Kältemittel

Da die üblichen Kältemittel für Klimakälteanlagen einen relativ niedrigen kritischen Punkt besitzen (meist zwischen 60-70 °C), wird als Kältemittel R134a mit einer kritischen Temperatur von 101 °C gewählt.

D.3 Schaltung

Für die Kälteanlagen wird der einstufige Kreislauf entsprechend der Wärmepumpenschaltung nach Abschnitt C.3 gewählt.

Verdichter

Für die Modellierung des Verdichters werden Parameter und Koeffizienten eines halbhermetischen Hubkolbenverdichters aus Herstellerangaben verwendet. Die Firma bietet die Möglichkeit, über eigene Auslegungssoftware Kennlinien ihrer Verdichter zu erstellen. Die Kennlinien nach EN 12900 basieren auf einem Polynom mit 10 Konstanten nach folgender Form:

$$y = c_1 + c_2 \cdot t_0 + c_3 \cdot t_c + c_4 \cdot t_0^2 + c_5 \cdot t_0 \cdot t_c + c_6 \cdot t_c^2 + c_7 \cdot t_0^3 + c_8 \cdot t_c \cdot t_0^2 + c_9 \cdot t_0 \cdot t_c^2 + c_{10} \cdot t_c^3 \quad \text{Gl. 9-44}$$

Unter Angabe der Koeffizienten c_1 bis c_{10} werden die nachstehenden Größen berechnet:

- Kälteleistung / W
- Elektrische Leistungsaufnahme (Klemmleistung) / W
- Kältemittelmassestrom / kg/h
- Strom am Motor / A

Zwischenwärmeübertrager

Der interne Zwischenwärmeübertrager ermöglicht in der hier untersuchten Konstellation nur sehr geringe Leistungssteigerung und wird deshalb nicht verwendet.

D.4 Technische Grenzen

Maximale Heißgastemperatur:

Die Heißgastemperatur wird dann zu einer relevanten Größe, wenn die Kälteanlage bei hohen Kondensationstemperaturen arbeitet. Die Einspeisetemperatur (die der Kondensatoraustrittstemperatur entspricht) wird hier jedoch auf maximal 65 °C begrenzt, sodass keine Probleme mit der Heißgastemperatur entstehen und ein sicherer Betrieb gewährleistet ist. Bild 9-43 zeigt, dass bei einer Kondensatoreintrittstemperatur von 65 °C eine Heißgastemperatur von 92 °C auftritt, was unproblematisch für das Kältemittel R134a ist.

Maximale Verdampfungstemperatur:

Da die Kaltwasservorlauftemperatur konstant auf 9 °C geregelt wird, schwankt auch der Verdampfungsdruck nur in einem geringen Bereich in Abhängigkeit von der Verdampfeintrittstemperatur und damit verbundenen Regelabweichungen. Er liegt im Auslegungsfall bei etwa 3,5 bar, so dass auch bei leichten Abweichungen vom zulässigen Lastbereich keine Probleme zu erwarten sind.

Mindestdrucksprung des Verdichters

Unter Auslegungsbedingungen erreichen die Verdichter ihre geringste Differenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationsdruck. Die Einsatzgrenzen in Bild 9-42 und Bild 9-43 zeigen, dass die gewählten Temperaturen in einem sicheren Arbeitsbereich liegen. Das blaue Kreuz markiert den Auslegungspunkt. Die violette Linie umgrenzt den Arbeitsbereich des hier verwendeten Standardverdichters und die rote Linie den des Motors der nächsten Leistungsgröße.

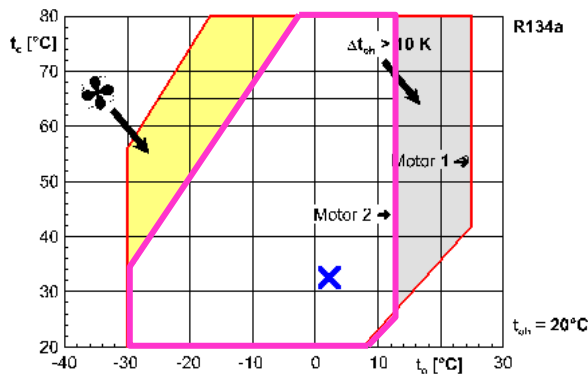


Bild 9-42 Einsatzgrenzen des Hubkolbenverdichters mit R134a (lokales Rückkühlwerk)

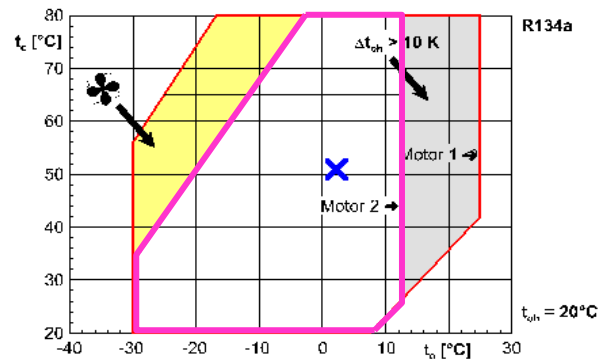


Bild 9-43 Einsatzgrenzen des Hubkolbenverdichters mit R134a (Fernwärmeeinspeisung)

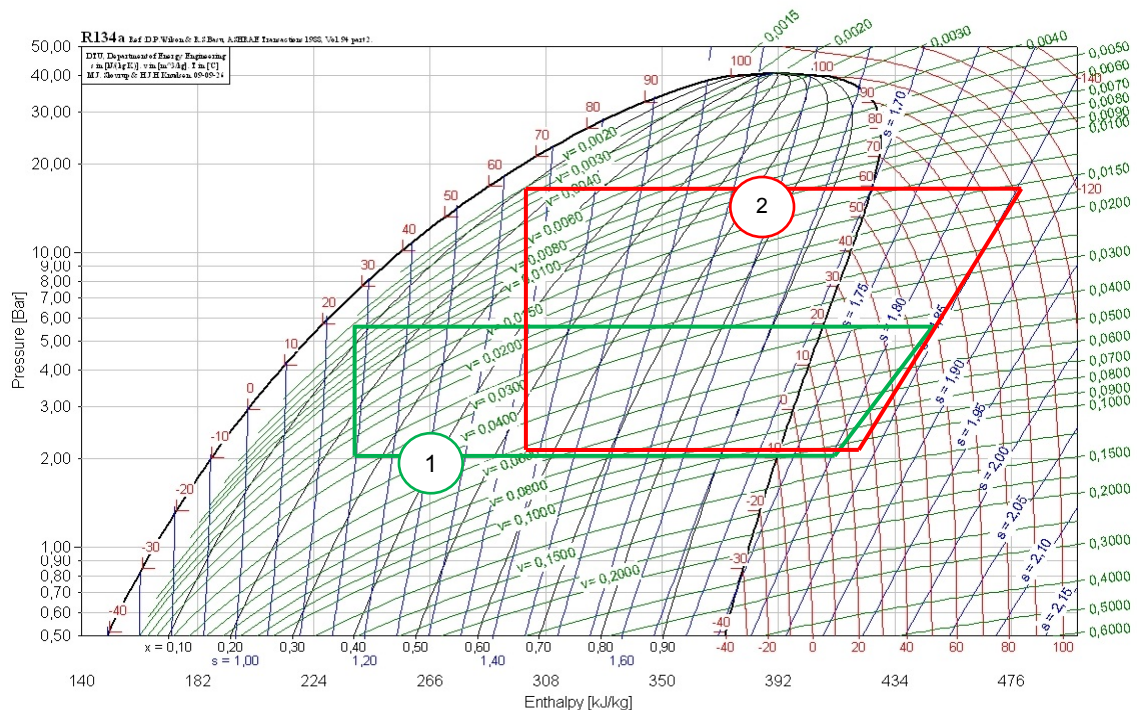


Bild 9-44 log(p)-h Diagramm für R134a - Kreisprozess bei:
(1) Auslegung KKM mit Kühlturm (27/32) und (2) maximale Kondensationstemperatur bei KKM mit Abwärmeeinspeisung in FW-Netz

In Bild 9-37 sind die Zustandspunkte für den Auslegungsfall der Kälteanlage mit Rückkühlung über einen lokalen Kühlturm (1) und den maximalen Betriebsfall der Anlage mit Rückkühlung über das Fernwärmenetz (2) in ein logarithmisches p-h-Mollier-Diagramm gezeichnet und kennzeichnet damit den maximalen Arbeitsbereich beider Anlagen.

D.5 Kennlinien

Mit den in Tabelle 4-14 und Tabelle 4-15 aufgeführten Randbedingungen werden die für TYPE 201 benötigten Kennlinien zur Berechnung des äußeren Wärmepumpenprozesses erstellt. Die Datengrundlage wird mit der Kreislaufberechnung auf Basis folgender Variablen und Parameter erzeugt (Tabelle 9-8):

Tabelle 9-8

Parameter KKM

	<i>KKM mit Kühlturm</i>	<i>KKM Wärmeeinspeisung in FW-Netz</i>
Verdampfereintrittstemperatur $t_{0,VL}$	10–17 °C	10–17 °C
Kondensatoreintrittstemperatur $t_{K,VL}$	27 °C	40–60 °C
Heizleistung (Auslegung) \dot{Q}_K	67,78 kW	78,1 kW

Es ergeben sich folgende Koeffizienten nach Gleichung Gl. 9-40 und Gleichung Gl. 9-41:

Tabelle 9-9 Koeffizienten für KKM mit Rückkühlwerk 27/32°C

bq(1)	-12,0104	bp(1)	0,2646
bq(2)	76,9289	bp(2)	6,5741
bq(3)	-1,6578	bp(3)	1,0075
bq(4)	98,2401	bp(4)	8,0965
bq(5)	174,3205	bp(5)	13,5085
bq(6)	-244,2365	bp(6)	-16,4257

Tabelle 9-10 Koeffizienten für KKM Abwärmerückspeisung 45/55°C

bq(1)	35,9727	bp(1)	-2,4492
bq(2)	37,6369	bp(2)	-2,6134
bq(3)	82,4333	bp(3)	-0,0317
bq(4)	397,5724	bp(4)	-0,0808
bq(5)	-205,5889	bp(5)	-2,7853
bq(6)	-258,3261	bp(6)	20,4793

Die aus den simulierten Einzelpunkten approximierten Kennlinien werden im Diagramm Bild 9-38 für die Kühlturmvariante veranschaulicht. Es ist zu erkennen, dass die Einzelwerte sehr gut mit den Kennlinien überein stimmen. Die maximale Abweichung ist in Tabelle 9-7 dargestellt.

Die Kennlinien für die Auslegung der Abwärmeeinspeisung in das Fernwärmenetz werden nicht abgebildet, da sich eine qualitative Übereinstimmung zwischen den simulierten Einzelwerten und den erstellten Kennlinien ergibt.

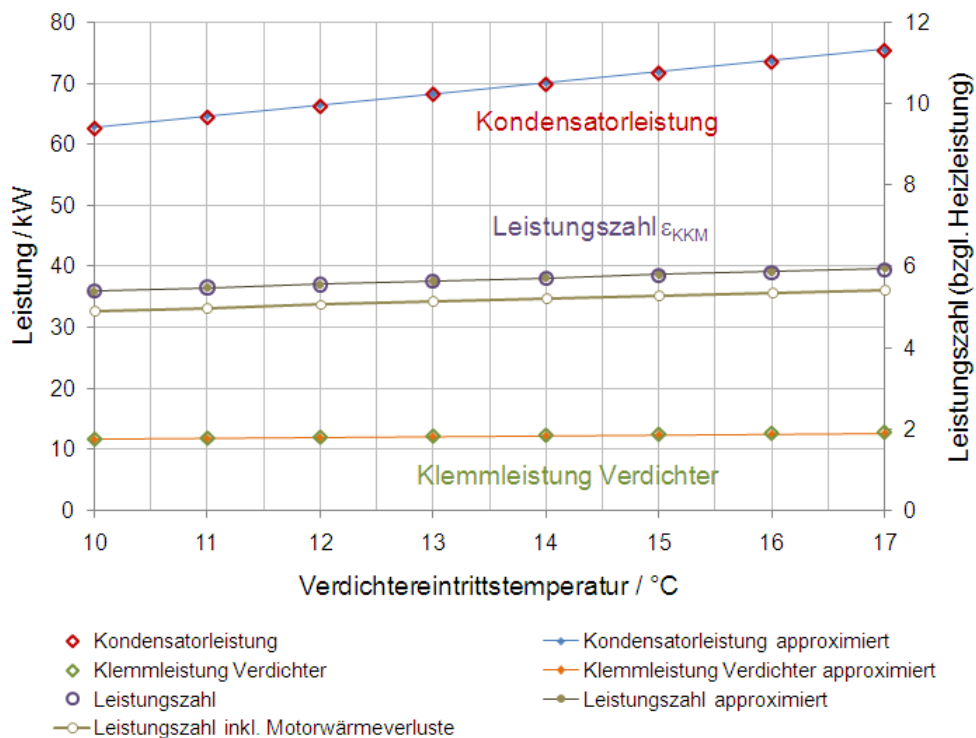


Bild 9-45 Kennlinien für TYPE 201, KKM mit Rückkühlwerk 27/32°C

Tabelle 9-11 maximaler Fehler der Kennlinienapproximation

Art der Abwärmeentsorgung	Maximale Abweichung der Kondensatorleistung $\Delta\dot{Q}_{K,max}$	Maximale Abweichung der Verdichterleistung $\Delta P_{el,max}$
Dezentraler Kühlturm	0,3 %	0,8 %
Einspeisung in FW-Netz	0,5 %	0,4 %

E. Modellbeschreibung Solarthermieranlage

E.1 Allgemeines

Für *TRNSYS* existiert eine Vielzahl an kommerziell erwerblicher TYPEs, um solarthermische Anlagen stationär sowie instationär berechnen zu können. Da die gestellten Anforderungen jedoch relativ gering sind und der Arbeitsaufwand zur Adaption extern erstellter Programmmodule erfahrungsgemäß hoch ist, werden eigene Algorithmen erstellt.

Als wichtigste Anforderungen können folgende Kriterien aufgeführt werden:

- stationäre Jahressimulation einer Solarthermieranlage (vereinfacht in Bild 9-46)
- Abhängigkeit des Kollektorwirkungsgrades von der mittleren Übertemperatur der Anlage gegenüber der Umgebung
- → Vereinfachte Annahme: arithmetisches Mittel zwischen Vor- und Rücklauf
- Vereinfachte Berücksichtigung der Wärmeverluste $\dot{Q}_{H,V}$
- Vereinfachte Berücksichtigung Hilfsenergieaufwandes der Umwälzpumpe P_{el}

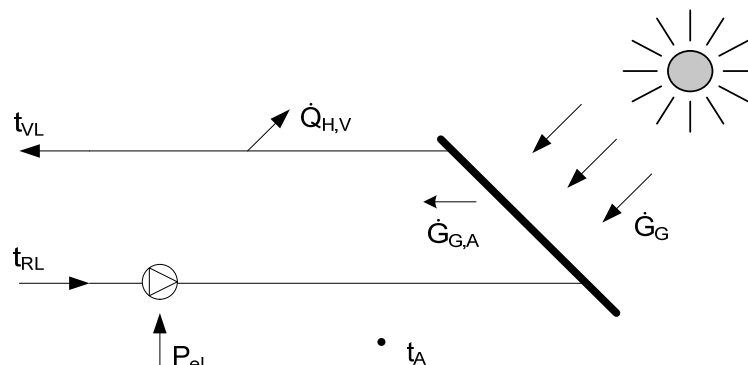


Bild 9-46 Schema Solaranlage

E.2 Wetterdaten

Die Berechnung der auf die Absorberfläche auftretenden Solarstrahlung erfolgt anhand der Vorgehensweise von /Gross 11/. Die Werte für Direkte und Diffuse Strahlung stammen aus dem Testreferenzjahr TRY 04 2004.

Anschließend wird aus Diffuser und Direkter Solarstrahlung auf die Flächennormale der von der geneigten Absorberfläche absorbierte Strahlungsanteil $\dot{G}_{ges,A}$ berechnet.

E.3 Berechnung der Kollektorleistung

Der Gesamtwirkungsgrad der Solaranlage ist abhängig vom optischen Wirkungsgrad η_o und den thermischen Verlusten, die sich proportional zur Außentemperatur t_A verhalten. Somit kann für vereinfachte Betrachtungen geschrieben werden:

$$\eta_{ST} = \eta_o - \frac{k_1 \cdot (t_m - t_A)}{\dot{G}_{G,A}} - \frac{k_2 \cdot (t_m - t_A)^2}{\dot{G}_{G,A}} \quad \text{Gl. 9-1}$$

Die Kollektor-spezifischen Koeffizienten k_1 und k_2 sind Herstellerunterlagen zu entnehmen, wohingegen die Globalstrahlung auf die geneigte Absorberfläche $\dot{G}_{G,A}$ mit Hilfe der Wetterdaten berechnet wird. Die Bestimmung der Mitteltemperatur kann vereinfacht über das arithmetische Mittel zwischen Vor- und Rücklauftemperatur bestimmt werden:

$$t_m = \frac{t_{VL} + t_{RL}}{2} \quad \text{Gl. 9-2}$$

Wegen des quadratischen Zusammenhangs kann die Gleichung nicht explizit nach der gesuchten Größe Austrittstemperatur des Kollektors t_{VL} umgestellt werden. Um Iterationen innerhalb des TYPE zu vermeiden, wird deshalb eine Vereinfachung getroffen und der quadratische Term nicht mit der Differenz der Umgebung zur Mitteltemperatur des Kollektors sondern gegenüber der Kollektoreintrittstemperatur t_{RL} berechnet.

$$\eta_{ST} = \eta_o - \frac{k_1 \cdot (t_m - t_A)}{\dot{G}_{G,A}} - \frac{k_2 \cdot (t_{RL} - t_A)^2}{\dot{G}_{G,A}} \quad \text{Gl. 9-3}$$

Um nun den Gesamtwirkungsgrad zu ersetzen, kann angenommen werden, dass die absorbierte, thermische Leistung des Kollektors \dot{Q}_{ST} verlustfrei an das Wärmeträgermedium überführt wird.

$$\dot{Q}_{ST} = \dot{Q}_H \quad \text{Gl. 9-4}$$

$$\dot{G}_{G,A} \cdot \eta_{ST} \cdot A_{Abs} = \dot{m}_{Sol} \cdot c_{p,Sol} \cdot (t_{VL} - t_{RL}) \quad \text{Gl. 9-5}$$

Der Solemassenstrom \dot{m}_{Sol} wird dabei auf Grund der unregelmäßigen Umwälzpumpe als gegebene Größe vorausgesetzt und lediglich ein Schalter implementiert, der die Solarleistung dann auf Null setzt, wenn die Pumpe ausgeschaltet ist.

Das Gleichungssystem wird nach t_{VL} umgestellt und die Größe als Output an TYPE 57 übergeben.

E.4 Berücksichtigung der Wärmeverluste und Hilfsenergien

Wärmeverluste werden unabhängig von den Rohrleitungslängen und sonstiger Einflussgrößen als fixer Anteil der Solarleistung berechnet,

$$\dot{Q}_{wV} = \alpha_{wV} \cdot \dot{Q}_{ST} \quad \text{Gl. 9-6}$$

wobei der Anteil α_{wV} vom Nutzer als Parameter vorgegeben wird. Die Solarleistung wird anschließend um den Verlust korrigiert und die Vorlauftemperatur t_{VL} erneut berechnet.

Auch der Aufwand an Hilfsenergie für die Umwälzpumpe P_{el} wird vereinfacht über den Faktor $\alpha_{p,el}$ als energetischer Anteil der absorbierten Solarleistung ermittelt.

$$P_{el} = \alpha_{p,el} \cdot \dot{Q}_{ST} \quad \text{Gl. 9-7}$$

F. Modellbeschreibung Plattenwärmeübertrager

F.1 Allgemeines

Bei der Simulation der Hausanschlussstationen mit indirektem Anschluss der Heizkreise im Gebäude wird davon ausgegangen, dass generell Plattenwärmeübertrager genutzt werden.

Das anfänglich in der Simulation genutzte TYPE 05 zur Berechnung der Wärmeübertrager enthält die Annahme $kA = \text{konstant}$. Im Teillastfall ergeben sich jedoch erhebliche Schwankungen des Wärmedurchgangskoeffizienten k . Mit dem veränderten Modell muss der Nutzer nun die Auslegungsdaten des Wärmeübertragers angeben und es wird der tatsächliche k -Wert der Teillastzustände berechnet.

F.2 Berechnung

Die Berechnungsmethodik und alle aus Messwerten ermittelten Koeffizienten entstammen dem VDI Wärmeatlas 8. Auflage 1997 /VDI Wärmeatlas 97/.

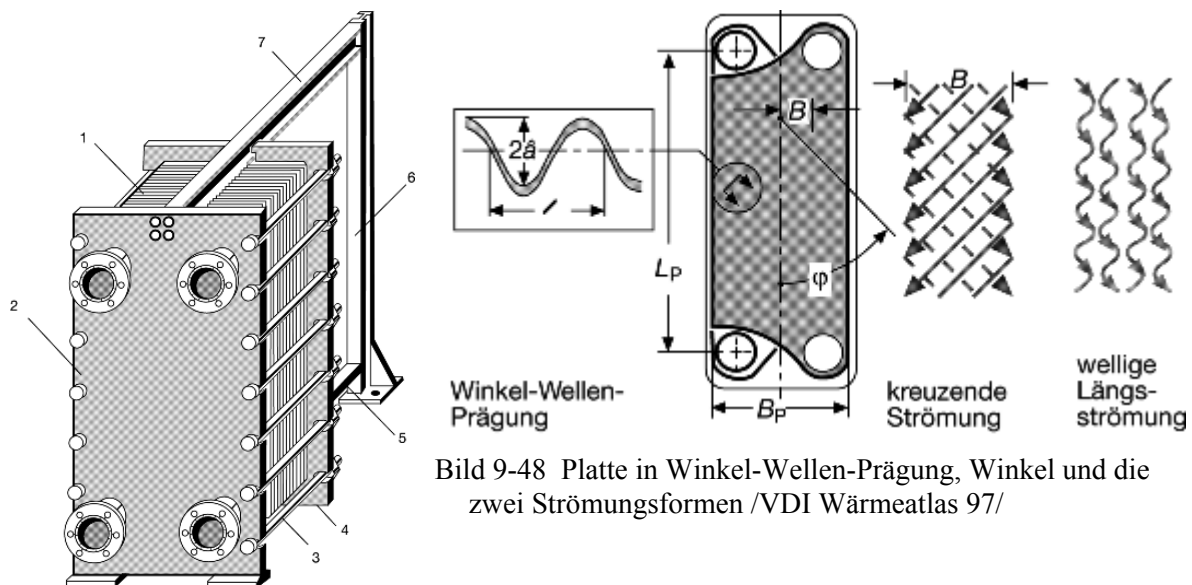


Bild9-47 Plattenwärmeübertrager

/VDI Wärmeatlas 97/

- 1 Plattenpaket, 2 Stativplatte,
- 3 Zuganker, 4 Spannplatte,
- 5 Führungsstange, 6 Stütze,
- 7 Träger

Bild9-47 und Bild 9-48 zeigen den Aufbau des Wärmeübertragers. In diesen Betrachtungen wird lediglich die am häufigsten verwendete Prägungsform, die Winkel-Wellen-Platte, betrachtet.

Die größenspezifischen Parameter Plattenlänge L_P , Plattenbreite B_P , die Musterbreite B sowie die gesamte Bezugsplattenfläche A_P haben keinen Einfluss auf den flächenspezifischen Druckverlust und den Wärmedurchgangskoeffizient.

Der Nutzer des Simulationsprogramms wird jedoch aufgefordert die bauteilspezifischen Größen Amplitude der Wellenprägung a und den Prägewinkel φ , die Wandstärke s_W der Platten und die Wärmeleitfähigkeit der Plattenwände λ_W anzugeben.

Aus diesen Kenngrößen wird der hydraulische Durchmesser d_h des durchströmten Querschnitts berechnet.

$$d_h = \frac{4a}{\phi} \quad \text{Gl. 9-45}$$

Der Oberflächenvergrößerungsfaktor Φ kann für sinusförmige Wellungen näherungsweise nach

$$\Phi(X) = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2} \right) \quad \text{Gl. 9-46}$$

berechnet werden. Die Wellenzahl X ergibt sich aus

$$X = 2\pi a / \Lambda \quad \text{Gl. 9-47}$$

wobei der für technische Platten typische Wert $\Lambda / a = 2\pi$ und daraus folgend $X = 1$ verwendet werden kann. Mit Hilfe dieser Kennwerte kann der Wärmedurchgangskoeffizient k ermittelt werden.

Dabei ist k ist der Kehrwert des Gesamtwiderstandes für den Wärmedurchgang R_{ges} und setzt sich aus den drei Teilwiderständen R_p auf der Primärseite des Plattenwärmeübertragers, R_s auf der Sekundärseite und dem Widerstand der Plattenwand R_w nach

$$R_{ges} = R_p + R_w + R_s = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_p} + \frac{s_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_s} \quad \text{Gl. 9-48}$$

zusammen. Der Wärmeübergangswiderstand auf der Primär- und Sekundärseite α_p und α_s wird über die Nußelt-Zahl Nu

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad \text{Gl. 9-49}$$

ermittelt. Der hier aufgeführte Wärmeleitkoeffizient λ sowie die im späteren Verlauf benutzen Stoffwertfunktionen Dichte ρ , kinematische Viskosität ν , dynamische Viskosität η und Prandtl-Zahl Pr werden über Stoffwertgleichungen des Programms *TRNSYS* in Abhängigkeit von Druck und Fluidtemperatur berechnet. Verwendet wird dazu die arithmetisch gemittelte Temperatur t_m zwischen Ein- und Austritt des Wärmeübertragers (des jeweils heißen und kalten Fluides).

$$t_m = \frac{t_{Ein} + t_{Aus}}{2} \quad \text{Gl. 9-50}$$

Die Nußelt-Zahl selbst wird über die empirisch ermittelte und für technische Plattenwärmeübertrager modifizierte Leveque-Gleichung berechnet.

$$Nu = c_q Pr^{1/3} (\eta / \eta_w)^{1/6} \left[\xi Re^2 \sin(2\varphi) \right]^q \quad \text{Gl. 9-51}$$

Die Konstanten $c_q = 0,122$ und $q = 0,374$ wurden von Haevner et.al. für technische Plattenapparate empirisch ermittelt. Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität η / η_w kann in erster Näherung vernachlässigt werden, sodass $\eta / \eta_w = 1$ verwendet wird.

Für die Reynoldszahl Re

$$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d_h}{\eta} \quad \text{Gl. 9-52}$$

ist die Kenntnis der Fluidgeschwindigkeit w notwendig, wofür genaue Kenntnis der Geometrie des Wärmeübertragers erforderlich ist. Um diese Eingaben zu umgehen, wird der Nutzer aufgefordert die Auslegungsgeschwindigkeit w_N anzugeben und im Teillastfall (gekennzeichnet mit N) wird w über das Verhältnis

$$\frac{w}{w_N} = \frac{m}{m_N} \cdot \frac{\rho_N}{\rho} \quad \text{Gl. 9-53}$$

berechnet. Wirtschaftlich optimale Fließgeschwindigkeiten liegen nach /VDI Wärmeatlas 97/ zwischen 0,2 bis 0,8 m/s.

Für die Berechnung des Druckverlustbeiwertes ξ wird nach laminarer und turbulenter Strömung unterschieden und neben der Reynoldszahl findet sich hier eine Abhängigkeit vom Prägungswinkel der Winkel-Wellen φ .

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{Kb \cdot \tan \varphi + Kc \cdot \sin \varphi + \xi_0(Re) / \cos \varphi}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1(Re)}} \quad \text{Gl. 9-54}$$

Der Einfluss des Prägungswinkels für die Grenzbereiche des Prägungswinkels wird im Folgenden dargestellt.

Für den Grenzfall 0: $\varphi = 0^\circ$, glatte Längsströmung
 $Re < 2000$ (laminare Strömung)

$$\xi_0(Re) = \frac{B_0}{Re} \quad \text{Gl. 9-55}$$

$Re > 2000$ (turbulente Strömung)

$$\xi_0(Re) = (1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^{-2} \quad \text{Gl. 9-56}$$

Für den Grenzfall 1: $\varphi = 90^\circ$, wellige Längsströmung
 $Re < 2000$ (laminar)

$$\xi_{1,0}(Re) = \frac{B_1}{Re} + C_1 \quad \text{Gl. 9-57}$$

$Re > 2000$ (turbulent)

$$\xi_{1,0}(Re) = \frac{K_1}{Re^n} \quad \text{Gl. 9-58}$$

Bei Verschiebung der Wellenmuster um 180° ergibt sich der Grenzfall der welligen Längsströmung

$$\xi_1(Re) = Ka \cdot \xi_{1,0}(Re). \quad \text{Gl. 9-59}$$

Die Konstanten $B_1 = 597$, $C_1 = 3,85$, $K_1 = 39$, $n = 0,289$ sowie $Ka = 3,8$, $Kb = 0,18$ und $Kc = 0,36$ sind für typische Plattenwärmeübertrager mit $A/a \approx 4$ bis 8 ermittelt wurden und können für alle Berechnungen verwendet werden (selbst bei entstehenden Abweichungen), da nur die relative Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten im Teillastfall und nicht seine absolute Größe von Bedeutung ist.

F.3 Vergleich zwischen konstantem und variablem Wärmedurchgangskoeffizienten

Nach erfolgreicher Implementierung des Rechenalgorithmus in den Quelltext des Simulationsprogramms wurde für ein einfaches Beispiel mit den im Folgenden dargestellten Randbedingungen der Unterschied zwischen der Ausgangssituation mit $kA = \text{konstant}$ und $kA = \text{variabel}$ ermittelt.

Randbedingungen Auslegung Plattenwärmeübertrager

Übertragungsleistung	18,49 kW
Eintrittstemperatur primär	90 °C
Austrittstemperatur primär	60 °C
Eintrittstemperatur sekundär	55 °C
Austrittstemperatur sekundär	70 °C
Massestrom primär	0,14 kg/s
Massestrom sekundär	0,29 kg/s

Den größten Einfluss auf den Wärmedurchgangswiderstand haben die Wärmeübergangswiderstände zwischen Fluid und Plattenwand. Der Wärmeleitwiderstand bleibt in Teillast konstant, wohingegen die Wärmeübergangswiderstände abhängig sind von den Stoffwerten der Fluide, d.h. deren Temperatur als auch von den Strömungsverhältnissen entlang der Plattenwand.

In Bild 9-49 werden die Veränderungen des k-Wertes in Abhängigkeit des Massestromes (bei konstantem hydraulischem Durchmesser spiegelt dies das Verhalten der Strömungsgeschwindigkeit wider) und der arithmetischen Mitteltemperatur zwischen Ein- und Austritt des Fluides aus dem Wärmeübertrager dargestellt.

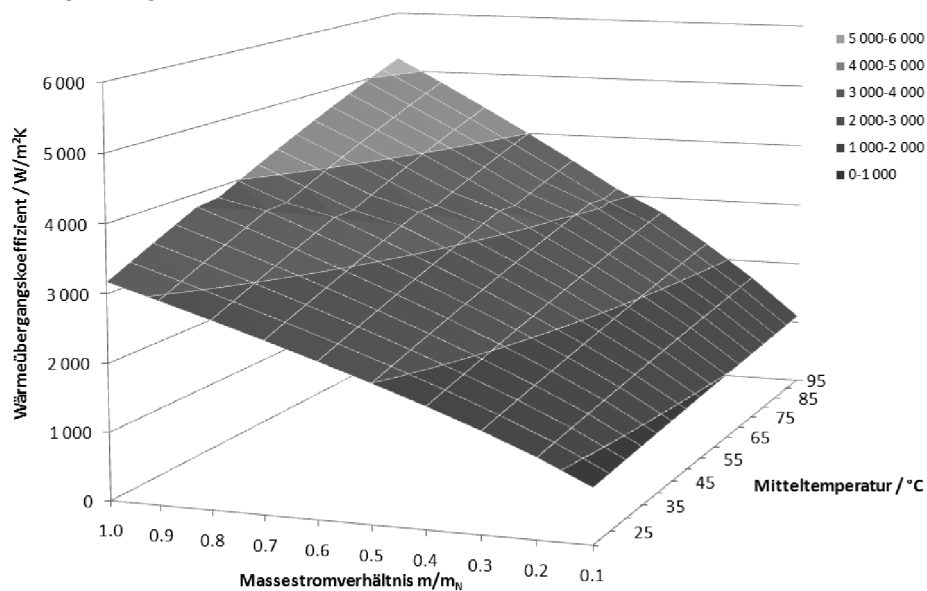


Bild 9-49 Wärmeübergangskoeffizient Plattenwärmeübertrager

Für den Vergleich zwischen konstantem und variablem Wärmedurchgangskoeffizienten in Bild 9-50 wurden die Eintrittstemperaturen ($t_p = 90\text{ °C}$, $t_s = 55\text{ °C}$) und die Regelgröße sekundäre Austrittstemperatur ($t'_s = 70\text{ °C}$) konstant gehalten und der sekundär Massestrom variiert. Primärer Massestrom und primäre Austrittstemperatur werden berechnet.

Die größten Abweichungen³⁴ ergeben sich bei dem Massestrom mit 5,65 %. Bei der Primäraustrittstemperatur stellt sich eine maximale Abweichung von 3,39 % ein. Dies entspricht immerhin einer Temperaturdifferenz von 1,95 K. Die Berücksichtigung des variablen k-Wertes in den Hausanschlussstationen kann also erheblichen Einfluss auf das Rücklauftemperaturniveau des Fernwärmenetzes und damit die Effizienz der Wärmeerzeuger haben.

³⁴ die Abweichung x wird berechnet nach: $|x_{kA\text{-konstant}} - x_{kA\text{-variabel}}| / x_{kA\text{-konstant}}$

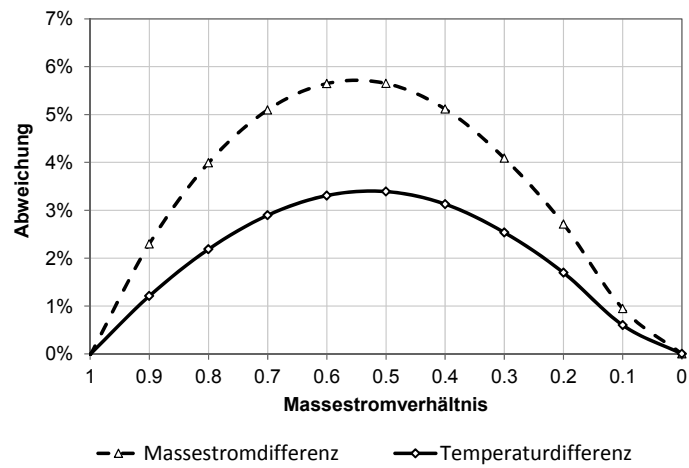


Bild 9-50 Abweichung zwischen konstantem und variablem Wärmedurchgangskoeffizienten

G. Ersatzmodell der Heizungsanlage

G.1 Berechnung

Das Ersatzmodell erlaubt dem Nutzer, ohne Kenntnis der tatsächlichen Rücklauftemperaturen und Masseströme das Heizungssystem eines ganzen Gebäudes vereinfacht nachzubilden. Die Berechnung erfolgt auf Basis der Betriebscharakteristik unter Nutzung von Heizkörperkoeffizienten nach /Knabe 92/.

Das Übertragungsverhalten kA der Heizkörper kann in Abhängigkeit von Massestrom und Temperatur approximiert werden. Bei relativ hohen Heizleistungen, bei denen der Massestrom nahe dem Auslegungsmassestrom \dot{m}_N liegt, kann die Abhängigkeit des Übertragungsverhaltens vereinfachend auf die mittlere Übertemperatur des Heizungssystems gegenüber der Innenraumtemperatur t_i reduziert werden.

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_N} = \frac{kA \cdot \Delta t_m}{kA_N \cdot \Delta t_{m,N}} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t}{\dot{m}_N \cdot c_{p,N} \cdot \Delta t_N} \quad \text{Gl. 9-60}$$

Das Betriebsverhalten von Heizkörpern wird folglich über den experimentell ermittelten Heizkörperexponenten m beschrieben, der die Abhängigkeit des k-Wertes von der Temperatur wiedergibt. Nach Vereinfachung und Kürzung ergibt sich damit

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_N} = \left(\frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m,N}} \right)^{1+m} = \frac{\dot{m} \cdot \Delta t}{\dot{m}_N \cdot \Delta t_N} \quad \text{Gl. 9-61}$$

Innenraumtemperatur und Heizkörperexponent sind Parameter, die der Nutzer vorgeben muss. Das Heizlastverhältnis wird von einem anderen Modell berechnet und in jedem Zeitschritt übergeben.

Die Temperaturdifferenz zwischen primärem Vor- und Rücklauf wird nach

$$\Delta t = t_{VL} - t_{RL} \quad \text{Gl. 9-62}$$

berechnet. Bei Nutzung der physikalisch richtigen logarithmischen Mitteltemperatur nach

$$\Delta t_{m,\log} = \frac{t_{VL} - t_{RL}}{\ln \frac{t_{VL} - t_i}{t_{RL} - t_i}} \quad \text{Gl. 9-63}$$

lässt sich Gl. 9-61 nicht explizit nach der Rücklauftemperatur oder dem Massestrom umstellen. Folglich wird eine Iteration notwendig. Da die Berechnung der logarithmischen Mitteltemperatur mit aufwändigen Fehlerabfragen in der Programmierung verbunden ist, soll die Möglichkeit einer arithmetischen Berechnung nach

$$\Delta t_{m,\text{arith}} = \frac{t_{VL} + t_{RL}}{2} - t_i \quad \text{Gl. 9-64}$$

vergleichend geprüft werden.

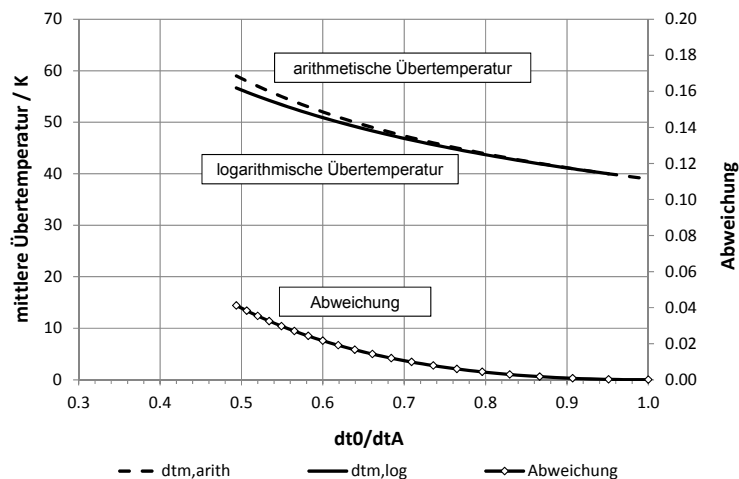


Bild 9-51 Abweichung zwischen logarithmisch und arithmetisch bestimmter Übertemperatur

Für das Diagramm werden eine Raumtemperatur von $t_i = 21\text{ °C}$ und eine konstante Rücklaufumtemperatur von $t_{RL} = 50\text{ °C}$ bei $\varphi = 1$ angenommen. Die primäre Vorlaufumtemperatur wird zwischen 100 °C und 50 °C variiert. Bei $t_{VL} = 90\text{ °C}$, was $\Delta t_0/\Delta t_A = 0,42$ entspricht, entsteht ein Fehler von 6,2 %.

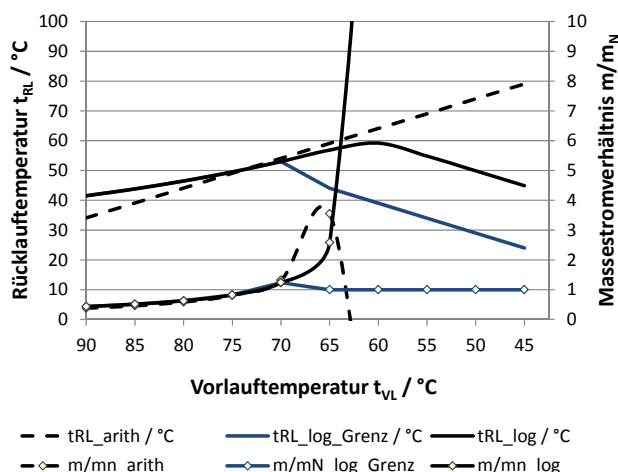


Bild 9-52 Rücklaufumtemperatur und Massestromverhältnis für $\varphi = 0,7$

Bei sinkender Vorlaufumtemperatur steigen Massestrom und Rücklaufumtemperatur. Die relative Abweichung sinkt. Bei $t_{VL} = 70\text{ °C}$ wird der Auslegungsmassestrom \dot{m}_N erreicht. Vorlauf- und Rücklaufumtemperatur der logarithmischen und arithmetischen Rechnung schneiden sich in Teillast bereits etwas eher bei $t_{VL} = 73\text{ °C}$. Der Fall $\dot{m}/\dot{m}_N = 1$ wird als Grenzwert definiert, welcher das vollkommen geöffnete Ventil widerspiegelt. Rein rechnerisch wird die Rücklaufumtemperatur für noch größere Masseströme nach

$$t_{RL} = t_{VL} - \varphi \cdot \Delta t_N \quad \text{Gl. 9-65}$$

bestimmt. Die Rücklaufumtemperatur folgt dann der orangenen Linie in Bild 9-52.

Auf Grund der hohen Abweichungen wird im Programm die logarithmische Berechnung der Übertemperatur verfolgt, die eine Iteration der Rücklaufumtemperatur notwendig macht.

Da das Sekantenverfahren keine Ableitung der nach Null umgestellten Funktion der Rücklaufumtemperatur $f(t_{RL,0})$ erfordert, es einfach programmiertechnisch umgesetzt werden kann und

Der gegenüber der logarithmischen Bestimmung auftretende Fehler („Abweichung“) lässt sich in Bild 9-51 ablesen, wobei $\Delta t_0 = t_{RL} - t_i$ und $\Delta t_A = t_{VL} - t_i$ bedeutet. Der Fehler nimmt exponentiell mit steigender Spreizung zwischen Vor- und Rücklauf zu. Die vereinfachte Berechnung ist also besonders für hohe Vorlaufumtemperaturen problematisch.

In Bild 9-52 sind die Rücklaufumtemperatur und das Massestromverhältnis für das Lastverhältnis von $\varphi = 0,7$ über der Vorlaufumtemperatur dargestellt. Bei der Auslegungsvorlaufumtemperatur von $t_{VL,N} = 90\text{ °C}$ stellt sich auf Grund des Teillastzustandes eine geringere Rücklaufumtemperatur als im Nennlastfall mit $t_{RL,N} = 60\text{ °C}$ und damit auch ein geringerer Massestrom ein.

Der relative Fehler der arithmetischen Rechnung gegenüber der logarithmischen beträgt hier 18 %.

sehr zuverlässig die entsprechenden Nullstellen findet, eignet es sich sehr gut als Iterationsvorschrift:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{x_n - x_{n-1}}{f(x_n) - f(x_{n-1})} \cdot f(x_n) \quad \text{Gl. 9-66}$$

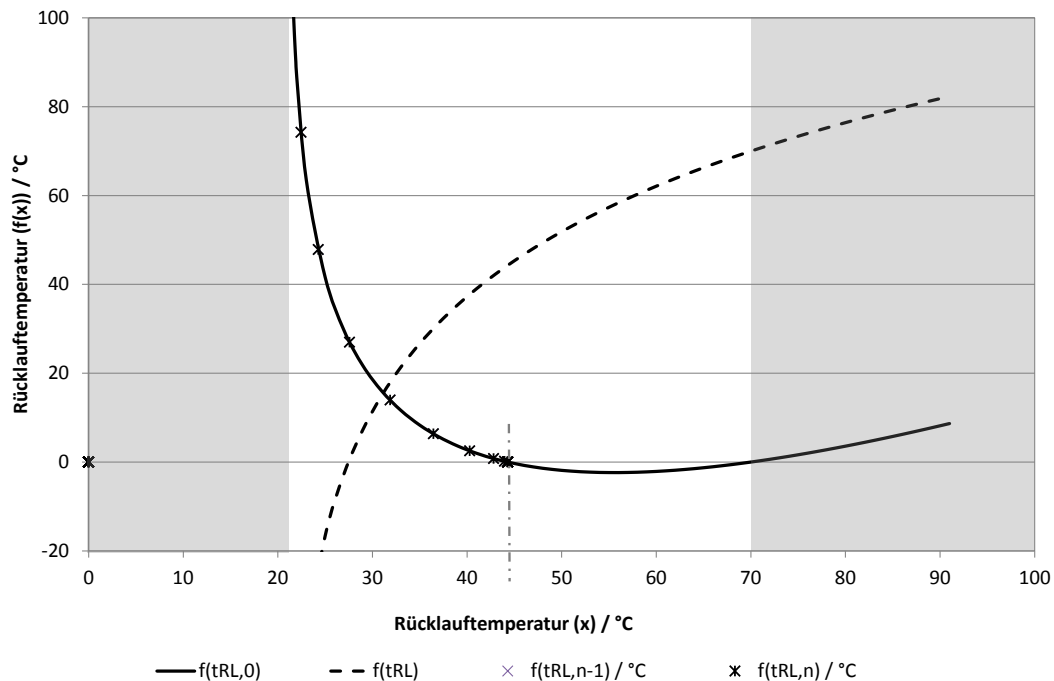


Bild 9-53 Bestimmung der Rücklauftemperatur mit dem Sekantenverfahren
Randbedingungen: Heizlastverhältnis $\varphi = 0,8$, Vorlauftemperatur $t_{VL} = 70 \text{ °C}$,
Innenraumtemperatur $t_i = 21 \text{ °C}$, Auslegung Heizkörper: $(t_{VL}/t_{RL})_N = 70/55 \text{ °C}$

Problematisch erweist sich allerdings die zweite Nullstelle der untersuchten Funktion $f(t_{RL,0})$ (siehe Bild 9-53). Sie entspricht der Vorlauftemperatur von $t_{VL} = 70 \text{ °C}$ und damit einer physikalisch nicht korrekten Lösung. Um diese Nullstelle zu vermeiden, werden beide Startwerte x_N und x_{n-1} nahe der zweiten Polstelle, der Innenraumtemperatur, gesetzt. Die Funktionswerte $f(t_{RL,n-1})$ und $f(t_{RL,n})$ nähern sich zuverlässig der richtigen Lösung an, was an der Übereinstimmung mit dem Schnittpunkt zwischen der $f(t_{RL})$ und der Diagonalen $f(t_{RL}) = t_{RL}$ (siehe Bild 9-53) deutlich wird.

Ein Überschreiten oder Erreichen der Polstellen (die blauen Felder in Bild 9-53) muss dennoch vermieden werden, sodass folgende Fehlerabfragen implementiert werden:

- Vorlauftemperatur unterschreitet Raumtemperatur (durch z.B. Iterationsfehler):

$$t_{VL} \leq t_i$$

Lösung – keine Wärmeabgabe:

$$t_{RL} = t_{VL}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_N$$

Abbruch der Iteration

- Rücklauftemperatur unterschreitet Raumtemperatur (durch z.B. ausgekühlte Leitungen)

$$t_{RL} \leq t_i$$

Lösung – Rücklauftemperatur nähert sich der Innenraumtemperatur an
(Vorgabe $\Delta T = 0,5 \text{ K}$):

$$t_{RL} \geq t_i + dT$$

$$\dot{m} = \dot{m}_N$$

Abbruch der Iterationsschleife

G.2 Vergleich der Vereinfachung gegenüber genauen Lastprofilen

Im Folgenden soll ein Vergleich des Ersatzmodells (Bezeichnung: „Ist“) gegenüber detailgenauen Berechnungen eines Gebäudes (Bezeichnung: „Soll“) mit *TRNSYS-TUD* erfolgen. Dazu werden zwei Lastgänge für ein Mehrfamilienhaus, Altbau genutzt und für die Varianten in Tabelle 9-12 eine Versorgung mit 70/55 °C³⁵ sowie 90/70 °C angesetzt.

Tabelle 9-12 Lastprofile und Auslegungsdaten

Lastprofil

Gebäude	Mehrfamilienhaus - MFH 1	Mehrfamilienhaus - MFH 2
Wärmeschutz	WSVO 77	WSVO 77
Betrieb	Durchgehend	Durchgehend
Gewähltes Datum	01.Dezember	01.März

Auslegungsparameter

Temperatur Vorlauf/Rücklauf	70/55 °C	90/70 °C
Nennleistung	97 kW	97 kW
Heizkörperexponent m	0,3	0,3
Innenraumtemperatur	20 °C	20 °C

In beiden Vergleichen (Bild 9-54 und Bild 9-55) wird die Vorlauftemperatur vorgegeben. Die berechneten Rücklauftemperaturen weichen nach Tabelle 9-13 und Tabelle 9-14 im Durchschnitt 1,1 - 1,2 K und maximal 6 K von den Vergleichswerten ab. Dies bedeutet einen maximalen Fehler von etwa 20 %. Der Massestrom weicht im Mittel 0,01 - 0,02 kg/s und maximal 0,1 kg/s von den Vorgaben ab, was einem maximalen Fehler von etwa 25 % entspricht.

Tabelle 9-13 Abweichung Ersatzmodell Heizungsanlage – MFH 1

	$\Delta t_{RL} / K$	$\Delta m / kg/s$
mittlere Abweichung	1,24	0,02
maximale Abweichung	6,08	0,10

Tabelle 9-14 Abweichung Ersatzmodell Heizungsanlage – MFH 2

	$\Delta t_{RL} / K$	$\Delta m / kg/s$
mittlere Abweichung	1,14	0,01
maximale Abweichung	5,41	0,07

³⁵ entspricht Auslegungsvorlauf-/Rücklauftemperatur

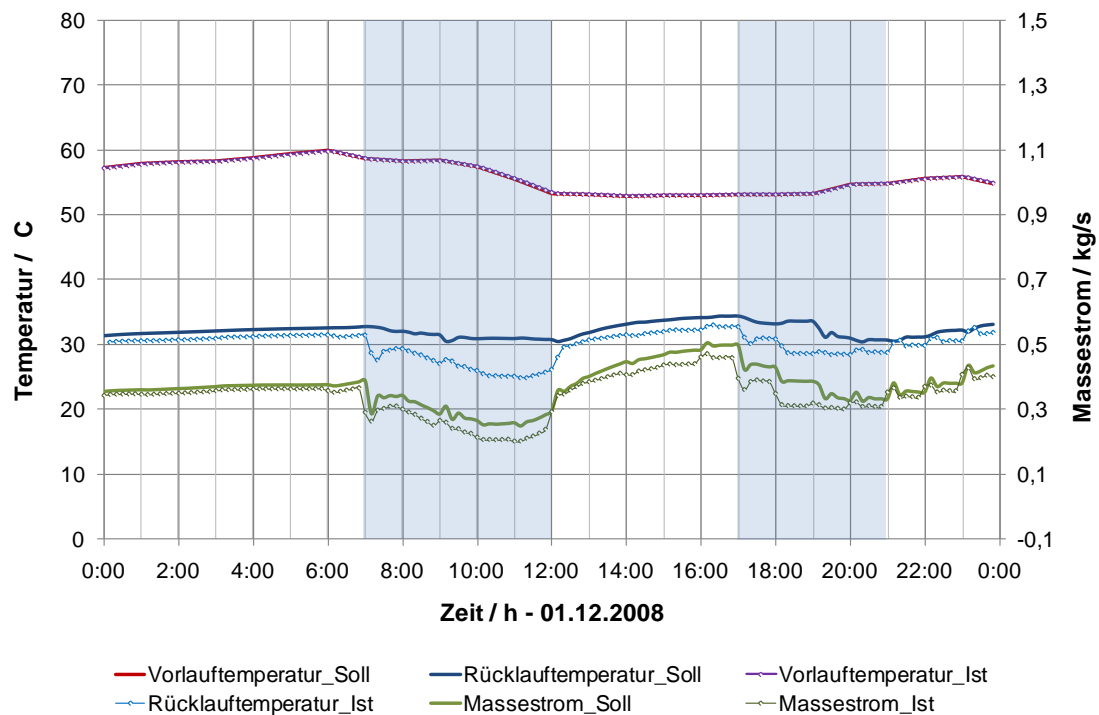


Bild 9-54 Ersatzmodell Heizungsanlage – MFH 1

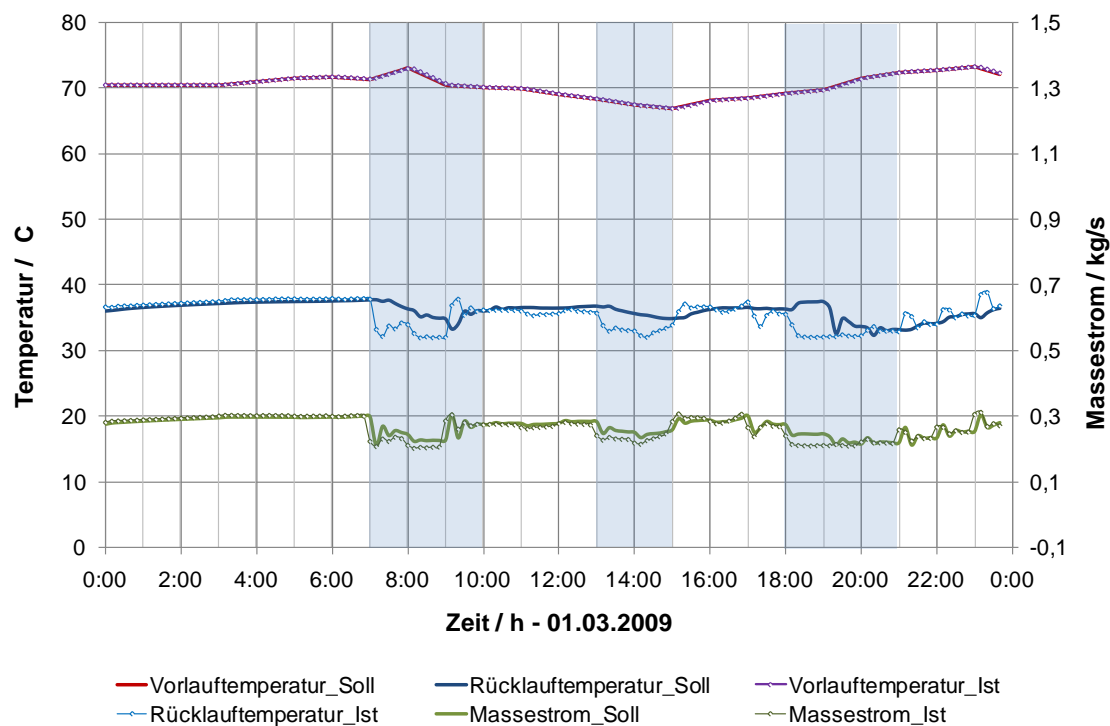


Bild 9-55 Ersatzmodell Heizungsanlage – MFH 2

Die großen Abweichungen in den in Bild 9-54 und Bild 9-55 blau hinterlegten Zeiten sind wahrscheinlich auf Regelabweichungen und/oder instationäre Vorgänge in der Gebäudesimulation zurückzuführen. Erkennbaren Einfluss hat dabei die kurzfristige Überschreitung der Raumtemperatur in den Hauptnutzungszeiten (erkennbar in der Vergleichssimulation), in denen innere Lasten durch Bewohner oder Arbeitsprozesse zu einer positiven Abweichung vom Sollwert

führen. In den Schwachlastzeiten (weiß markierte Zeiträume), bei denen die Raumsolltemperatur eingehalten wird, stellen sich in der Vergleichsrechnung sehr geringe Abweichungen der Rücklauftemperatur und des Massestromes ein.

Das Ersatzmodell ist somit nicht in der Lage dynamische Vorgänge der Raumheizung zu simulieren. Es liefert jedoch brauchbare Ergebnisse für eine stationäre und idealisierte Betrachtung der Raumheizungsanlage zu einer gegebenen Lastsituation.

Eine Verbesserung der Simulationsgüte kann durch Anpassung der Heizkörperkoeffizienten an das reale Übertragungsverhalten erreicht werden. In weiterführenden Arbeiten werden daher am Lehrstuhl des Autors die Massestromabhängigkeit durch den Koeffizienten n und die Überdimensionierung der Heizungsanlage durch den Koeffizienten a nach Gl. 9-67 untersucht und Vergleiche gegenüber realen Messdaten durchgeführt. Da zum Zeitpunkt der vorliegenden Arbeit noch keine Veröffentlichung der Ergebnisse vorliegt, kann an dieser Stelle auch kein Verweis erfolgen. Alle Berechnungen enthalten bereits den Einfluss der Koeffizienten n , m und a , wobei Literaturangaben /Knabe 92/ verwendet werden.

$$\frac{kA}{kA_N} = a \cdot \left(\frac{\Delta t_m}{\Delta t_{m,N}} \right)^m \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_N} \right)^n \quad \text{Gl. 9-67}$$

H. Modellbeschreibung Pufferspeicher

H.1 Allgemeines

Die Trinkwassererwärmung kann innerhalb der Fernwärmesimulation aktuell über

- einstufiges Durchflusssystem
- Speicherladesystem und
- LowEx-Speicherladesystem mit Wärmepumpe

realisiert werden. Bei dem Speicherladesystem als auch bei der Wärmepumpenunterstützung ist ein Pufferspeicher notwendig. Die Kopplung des vorhandenen TRNSYS Types 74 zur instationären Simulation einer Kolbenströmung ist bei Netzen mit mehr als 10 Nutzern extrem zeitaufwändig. Deshalb wurde ein Modell entwickelt, dass den Speicher als Punktmasse mit einer einheitlichen, mittleren Speichertemperatur darstellt. Die Speicheraustrittstemperatur wird über eine vom Nutzer anzugebene Korrelation zur mittleren Speichertemperatur abgeleitet.

H.2 Berechnung

Mittlere Speichertemperatur

Der Speicher wird folglich als ideal durchmischter Rührkessel betrachtet, der eine einheitliche Fluidtemperatur T_{SL} aufweist.

Im einfachsten Fall beinhaltet die Energiebilanz um den Warmwasserspeicher den

- zugeführten Wärmestrom des Ladekreises \dot{Q}_{zu} ,
- die Enthalpiestromdifferenz $\Delta\dot{H}$ als Summe der zu- und abgeführten Enthalpieströme für Warmwasser \dot{H}_{WW} , Zirkulation \dot{H}_{Zirk} , und Frischwasser \dot{H}_{KW} ,
- und den Wärmeverlust \dot{Q}_V .

Der Wärmeverlust kann als konstanter Mittelwert oder in Abhängigkeit der mittleren Speichertemperatur gegeben werden.

Die Energiebilanz um den Speicher

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_V + \Delta\dot{H} \quad \text{Gl. 9-68}$$

mit

$$\begin{aligned} \Delta\dot{H} &= \dot{H}_{KW} + \dot{H}_{Zirk} - \dot{H}_{WW} \\ \Delta\dot{H} &= \dot{m}_{KW} \cdot c_{P,KW} \cdot t_{KW} + \dot{m}_{Zirk} \cdot c_{P,Zirk} \cdot t_{Zirk} + \dot{m}_{WW} \cdot c_{P,WW} \cdot t_{WW} \\ dU &= m_{SL} \cdot c_{P,SL} \cdot dT_{SL} = C_{SL} \cdot dT_{SL} \end{aligned}$$

und Trennung der Variablen kann folgendermaßen vereinfacht werden, wenn der Wärmeverlust als konstanter Betrag gegeben ist:

$$\frac{dU}{d\tau} = \dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_V + \Delta\dot{H} \quad \text{Gl. 9-69}$$

$$A = \dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_V + \Delta\dot{H}$$

$$\int dT_{SL} = \frac{A}{C_{SL}} \cdot \int d\tau \quad \text{Gl. 9-70}$$

Die Integration ergibt für diesen einfachsten Fall:

$$\Delta T_{SL} = \frac{A}{C_{SL}} \cdot \Delta \tau \quad \text{Gl. 9-71}$$

Wird der Wärmeverlust in Abhängigkeit der mittleren Speichertemperatur berücksichtigt, ergibt sich mit

$$\begin{aligned} \dot{Q}_V &= (kA)_{SL} \cdot (t_{SL} - t_U) \\ \frac{dT_{SL}}{d\tau} &= \frac{1}{C_{SL}} \cdot (\dot{Q}_{zu} - kA \cdot (t_{SL} - t_U) + \Delta \dot{H}). \end{aligned} \quad \text{Gl. 9-72}$$

Zusammengefasst zu

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{C_{SL}} \cdot (\dot{Q}_{zu} + kA \cdot T_U + \Delta \dot{H}), B = \frac{kA}{C_{SL}} \\ \frac{dT_{SL}}{d\tau} &= A - BT_{SL} \end{aligned} \quad \text{Gl. 9-73}$$

und nach T.d.V.

$$\int_{t_{SL,1}}^{t_{SL,2}} \frac{dT_{SL}}{A - BT_{SL}} = \int_{\tau_1}^{\tau_2} d\tau \quad \text{Gl. 9-74}$$

Unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Wärmeverluste kann die mittlere Speichertemperatur folgendermaßen berechnet werden:

$$\left[\frac{-\ln(A - BT_{SL})}{B} \right]_{T_{SL,1}}^{T_{SL,2}} = \tau_2 - \tau_1 \quad \text{Gl. 9-75}$$

$$\frac{A - BT_{SL,1}}{A - BT_{SL,2}} = \exp[(\tau_2 - \tau_1) \cdot B] \quad \text{Gl. 9-76}$$

$$T_{SL,2} = \frac{A}{B} - \frac{A - BT_{SL,1}}{\exp[(\tau_2 - \tau_1) \cdot B] \cdot B} \quad \text{Gl. 9-77}$$

Im Programm wird die Gleichung mit Temperaturabhängigkeit der Wärmeverluste benutzt.

Laderücklauftemperatur

Zur Bestimmung der Speicheraustrittstemperatur in den Ladekreis $t_{RL,TWE}$ wird ein funktioneller Zusammenhang mit Hilfe von Simulationen (Type 74) erstellt. Dabei wird unterschieden in

- Berücksichtigung der Zirkulation,
- Vernachlässigung der Zirkulation.

Für die unterschiedlichen Randbedingungen wird jeweils ein vollständiger Belade- und Entladezyklus simuliert. In beiden Lastfällen bleibt der Belademassestrom \dot{m}_{TWE} und Entnahmemassestrom \dot{m}_{WW} konstant.

Der Entnahmemassestrom \dot{m}_{WW} wird über den Entladezeitraum in drei Schritten zu $\dot{m}_{WW,1} : \dot{m}_{WW,2} : \dot{m}_{WW,3} = 1 : 0,66 : 0,33$ variiert ($\dot{m}_{WW,1} = \dot{m}_{WW,N}$).

Die maximale Zapfleistung von 60 kW entspricht einem Nenn-Massestrom von $\dot{m}_{WW,N} = 0,283$ kg/s ohne Zirkulation und 0,411 kg/s mit Zirkulation. Die Temperaturdifferenz der Zirkulation ΔT_{Zirk} beträgt im ersten Schritt 3 K und wird anschließend auf 5 K erweitert. Beladen wird der Speicher in allen Fällen mit $\dot{m}_{TWE} = 0,163$ kg/s, was den Vorgaben des Herstellers entspricht.

Tabelle 9-15 Kennwerte des Speicherladesystems

Der Speicher besitzt die folgenden Eckdaten:

Höhe H_{Speicher}	1,346 m
Volumen	300 l
Eintrittshöhe Kaltwasser	$0,059 \times H_{\text{Speicher}}$
Eintrittshöhe Zirkulationsleitung	$0,581 \times H_{\text{Speicher}}$
Austrittshöhe Warmwasser	$1,0 \times H_{\text{Speicher}}$

Für die Simulation der TWE werden die folgenden Parameter verwendet:

Kaltwassereintrittstemperatur t_{KW}	10 °C (konstant)
Regeltemperatur Warmwasser, $t_{\text{VL,TWE}}$	62 °C
Warmwasseraustrittstemperatur (soll) t_{WW}	60 °C
Rücklauftemperatur Zirkulation t_{Zirk}	$t_{\text{WW}} - 5\text{K}$
Zirkulationsverluste (Jahreswärme) $\frac{\dot{m}_{\text{Zirk}}}{\dot{m}_{\text{KW,max}}}$	0,45
Maximale Ladeleistung $\dot{Q}_{\text{TWE,max}}$	35,4 kW
Lademassestrom \dot{m}_{TWE}	585,6 kg/h
Kennlinie der Ladepumpe nach $P_{\text{el}} = A \dot{m}^2 + B \dot{m} + C$	$A = -37,3 \mid B = 40,2 \mid C = 39,1$

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der Absolutwert des Belademassestromes und Entlademassestromes keinen Einfluss auf das Temperaturprofil im Speicher und die Speicheraustrittstemperatur besitzt. Für $\dot{m}_{\text{WW},1}$, $\dot{m}_{\text{WW},2}$ und $\dot{m}_{\text{WW},3}$ ergeben sich die gleichen Temperaturkurven. Im hier verwendeten Speichermodell bildet sich eine massestromunabhängige, annähernd konstante Mischzone heraus. Änderungen des Temperaturprofils ergeben sich hingegen durch Zuschalten der Zirkulation.

In nachfolgenden Diagrammen verdeutlicht die farbliche Modulation zwischen blau und rot die Wassertemperatur zwischen 10 °C und 62 °C und ist über der Zeit als Abszisse und der Speicherhöhe als Ordinate aufgetragen. Für die Abszisse wird der Zeitraum eines vollständigen Belade- und Entladezyklus gewählt.

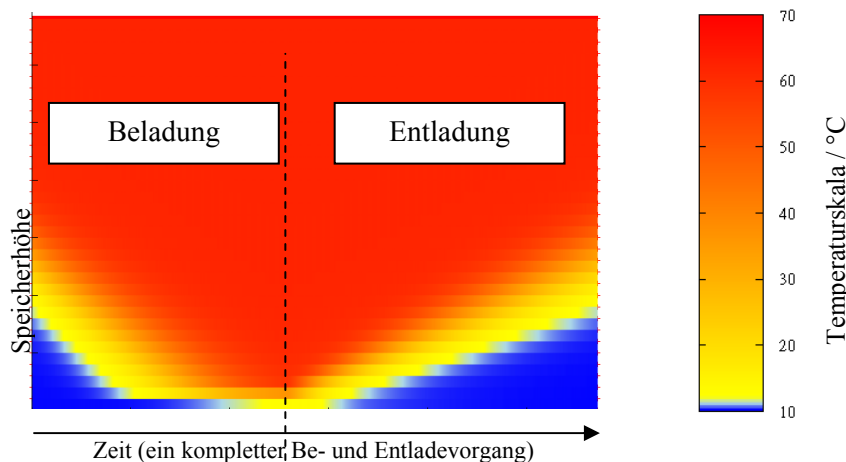


Bild 9-56 Speicherbelade- und -Entladezyklus

$$\dot{m}_{\text{WW},3} = \frac{1}{3} \dot{m}_{\text{WW},N}, \quad \dot{m}_{\text{Zirk}} = 0, \quad \Delta T_{\text{Zirk}} = 0$$

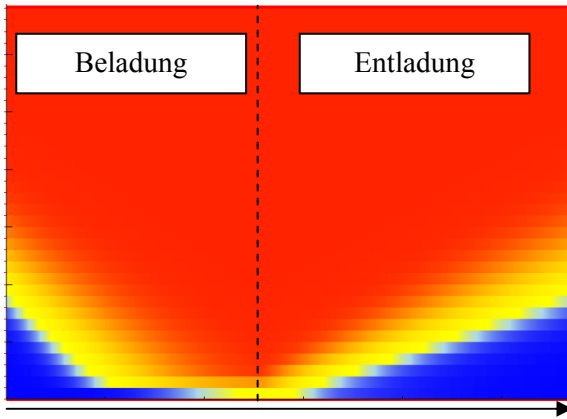


Bild 9-57 Speicherbelade- und Entladezyklus

$$\dot{m}_{WW,3} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}, \dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}, \Delta T_{Zirk} = 3K$$

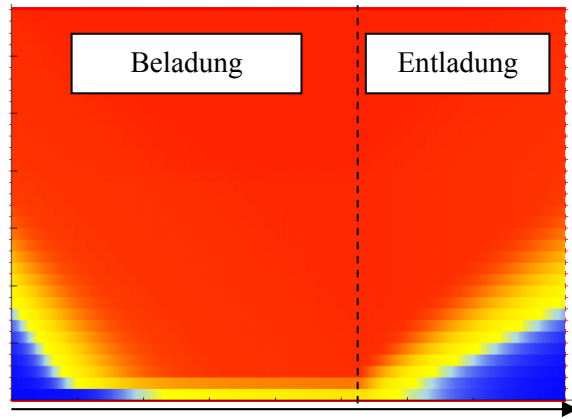


Bild 9-58 Speicherbelade- und Entladezyklus

$$\dot{m}_{WW,3} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}, \dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}, \Delta T_{Zirk} = 5K$$

Bei der geringen Spreizung von $\Delta T_{Zirk} = 3 \text{ K}$ (Bild 9-57) ist kein visueller Unterschied der Temperaturverteilung im Speicher gegenüber der Simulation ohne Zirkulation (Bild 9-56) zu erkennen. Bei einer Spreizung von $\Delta T_{Zirk} = 5 \text{ K}$ (Bild 9-58) wird die Mischzone (gelb) während des Entladevorganges kaum erkennbar um einige Zentimeter in Richtung Speicherboden gedrängt wird, sodass die Speicheraustrittstemperatur t_{TWE} leicht ansteigt.

Die stärkeren Gradienten der Temperaturzonen bei $\Delta T_{Zirk} = 5 \text{ K}$ entstehen nicht durch ein schnelleres Ausbreiten der Temperaturfront sondern sind der ansteigenden Ladezeit³⁶ geschuldet. Mit sinkender Eintrittstemperatur der Warmwasserzirkulation steigt die Beladezeit des Speichers an, weil das eintretende Heißwasser mit dem kühleren Zirkulationswasser gemischt wird. In Bild 9-58 ist deutlich erkennbar, dass eine vergleichsweise lange Beladezeit erforderlich ist bis die Solltemperatur von $t = 60 \text{ °C}$ in 14 % der Speicherhöhe erreicht wird. Die Folge ist ein deutlicheres „Durchheizen“ des Speichers mit Absenkung der Mischzone und Anstieg der mittleren Speichertemperatur im zeitlichen Mittel eines Be- und Entladezyklus.

Bild 9-59 zeigt die Speicheraustrittstemperatur in Abhängigkeit der mittleren Speichertemperatur. Es kann festgestellt werden, dass die Speicheraustrittstemperatur mit Zirkulation gerade bei hohen mittleren Speichertemperaturen, also bei Erreichen des vollen Beladungszustandes, bis zu 10 K über dem Niveau ohne Zirkulation liegt. Ein Unterschied zwischen den Temperaturdifferenzen $\Delta T_{Zirk} = 3 \text{ K}$ und $\Delta T_{Zirk} = 5 \text{ K}$ ist dabei nur marginal erkennbar.

Zur Modellierung wird eine Polynom vierten Grades der Form

$$t_{RL,TWE} = k_1 \cdot t_{SL,m}^4 + k_2 \cdot t_{SL,m}^3 + k_3 \cdot t_{SL,m}^2 + k_4 \cdot t_{SL,m}^1 + k_5 \quad \text{Gl.9-78}$$

erstellt, dessen Koeffizienten k_1 bis k_5 und dessen Bestimmtheitsmaß R^2 in Tabelle 9-16 abgebildet sind.

³⁶ Die konstante Diagrammbreite bei größerer Zeitspanne verursacht ein „Stauchen“, was sich visuell als Anstieg des Temperaturgradienten zeigt.

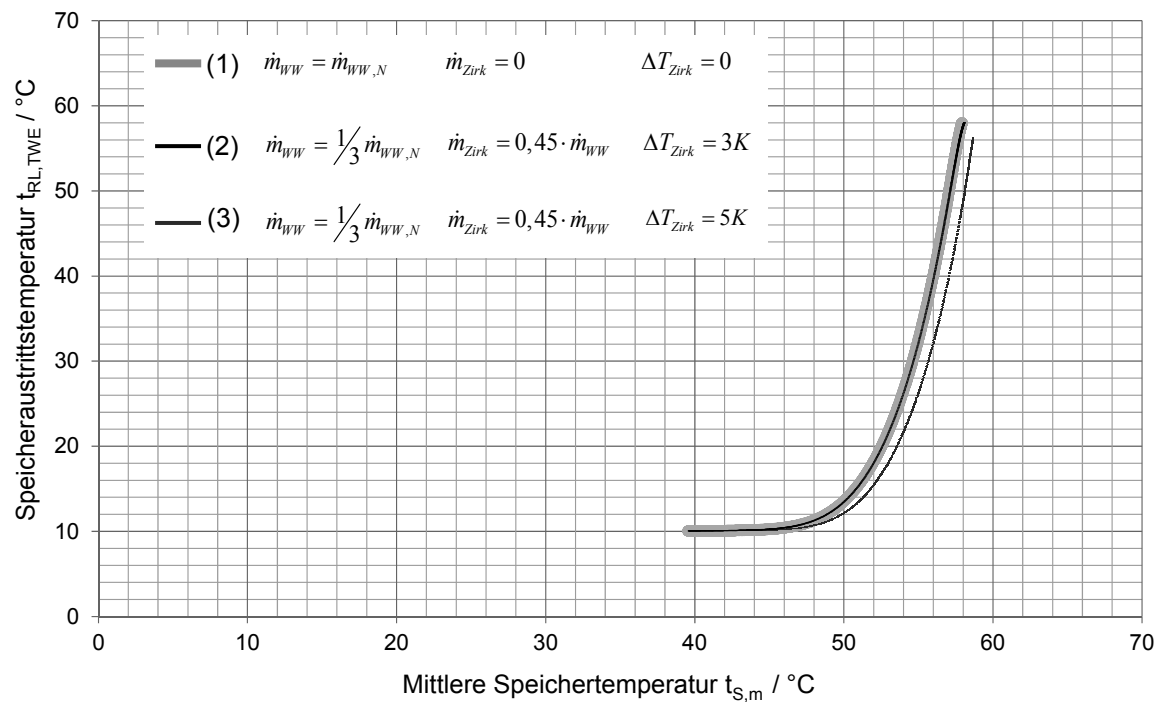


Bild 9-59 Speicheraustrittstemp. als Funktion der mittleren Speichertemperatur

Tabelle 9-16 Polynomkoeffizienten der Speicheraustrittstemp.

	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	R^2
(1)	0,000774	-0,133636	8,663006	-249,784431	2712,668964	0,99995
(2)	0,000568	-0,089006	5,169259	-131,486494	1240,714286	0,99979
(3)	0,000301	-0,039849	1,772840	-27,208736	41,233039	0,99965

Gültigkeitsbereich: $0^\circ\text{C} > t_{SL,m} < 58^\circ\text{C}$

Zu beachten ist der Gültigkeitsbereich des Polynoms, der durch einen Wendepunkt der Funktion bei etwa $57,4^\circ\text{C}$ definiert werden muss.

H.3 Validierung

Zur Validierung des vereinfachten Algorithmus und der abgeleiteten Approximationen werden numerische *TRNSYS* Simulationen des Type 74 (Speichermode) mit den analytischen Ergebnissen verglichen.

Der Bereich des Ladezyklus, der für die Fernwärme interessant ist und für den die Regression angepasst wurde, ist mit grauen Feldern markiert. Im ersten Schritt wird Gl. 9-71 für die Berechnung von $t_{SL,m}$ angewendet. Für die Wärmeverluste des Speichers werden die in der Simulation bestimmten Werte verwendet. Für die spätere Anwendung muss an dieser Stelle später ein Durchschnittswert eingesetzt werden.

Nach Bild 9-60 ohne Zirkulation ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Regression zu erkennen – hinsichtlich der mittleren Speichertemperatur als auch bei der Speicheraustrittstemp. in den Ladekreis.

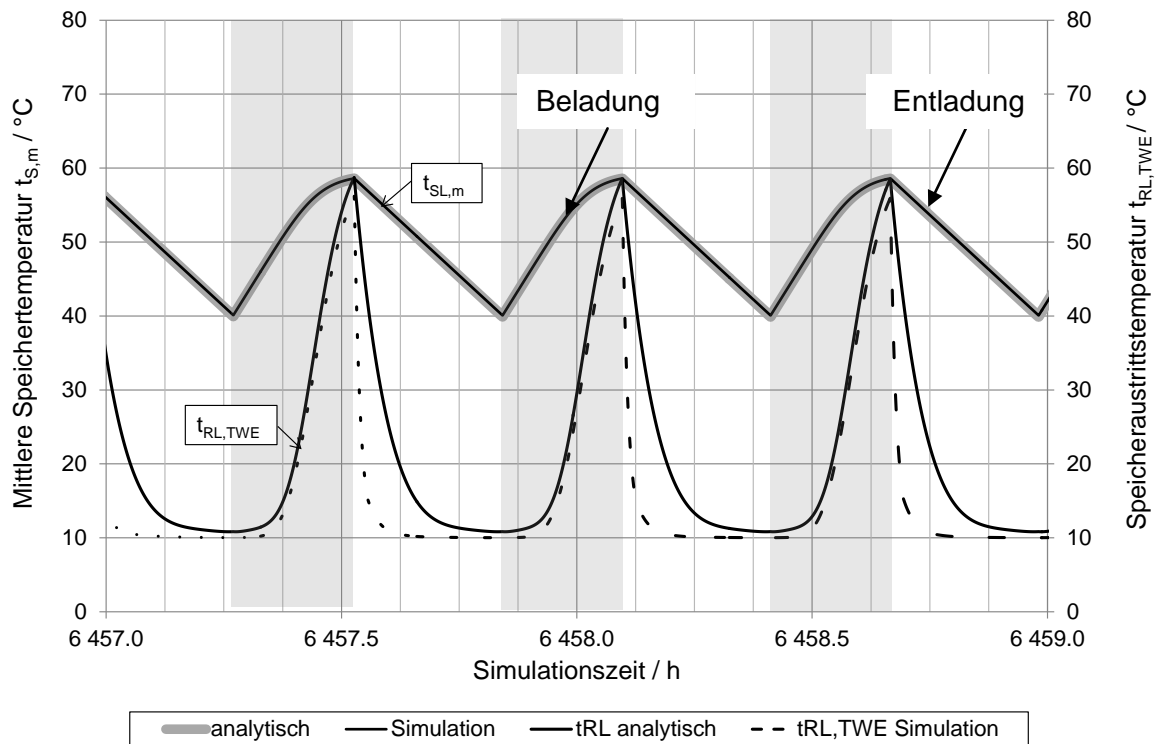


Bild 9-60 Vergleich TRNSYS Simulation – Approximation

(1) $\dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}$, $\dot{m}_{Zirk} = 0$, $\Delta T_{Zirk} = 0$

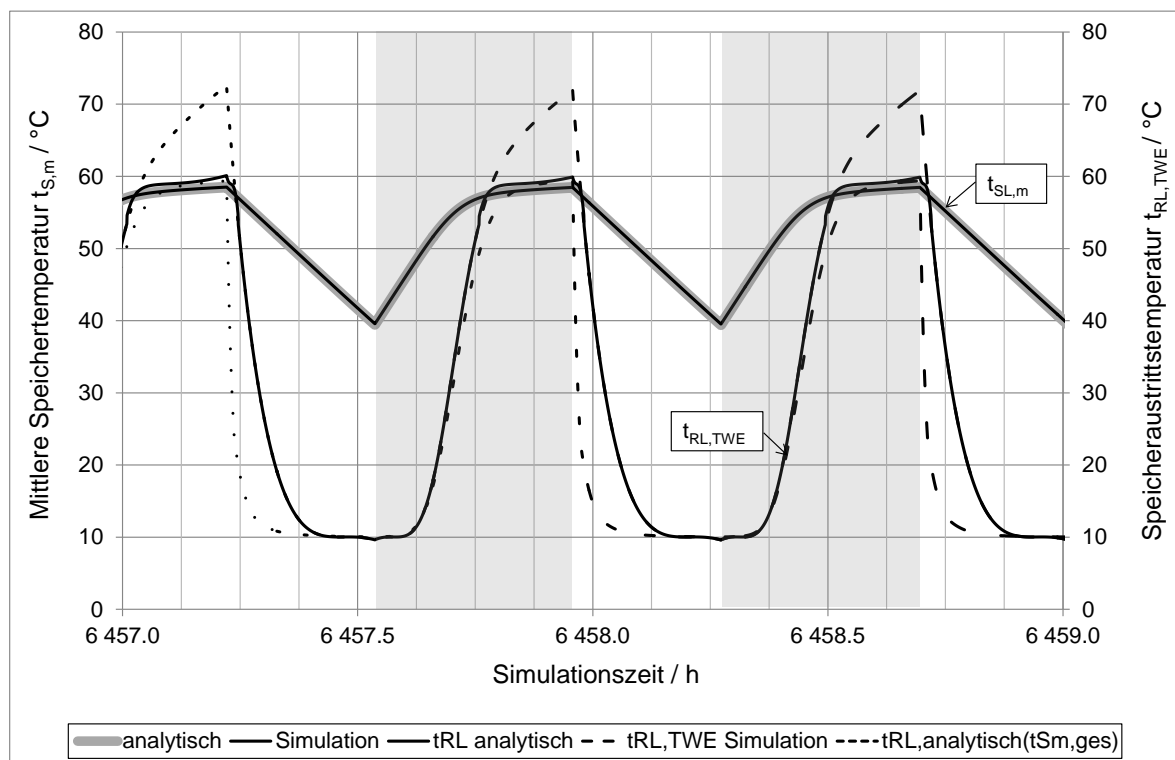


Bild 9-61 Vergleich TRNSYS Simulation – Approximation

(2)

$\dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}$, $\dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}$, $\Delta T_{Zirk} = 3K$

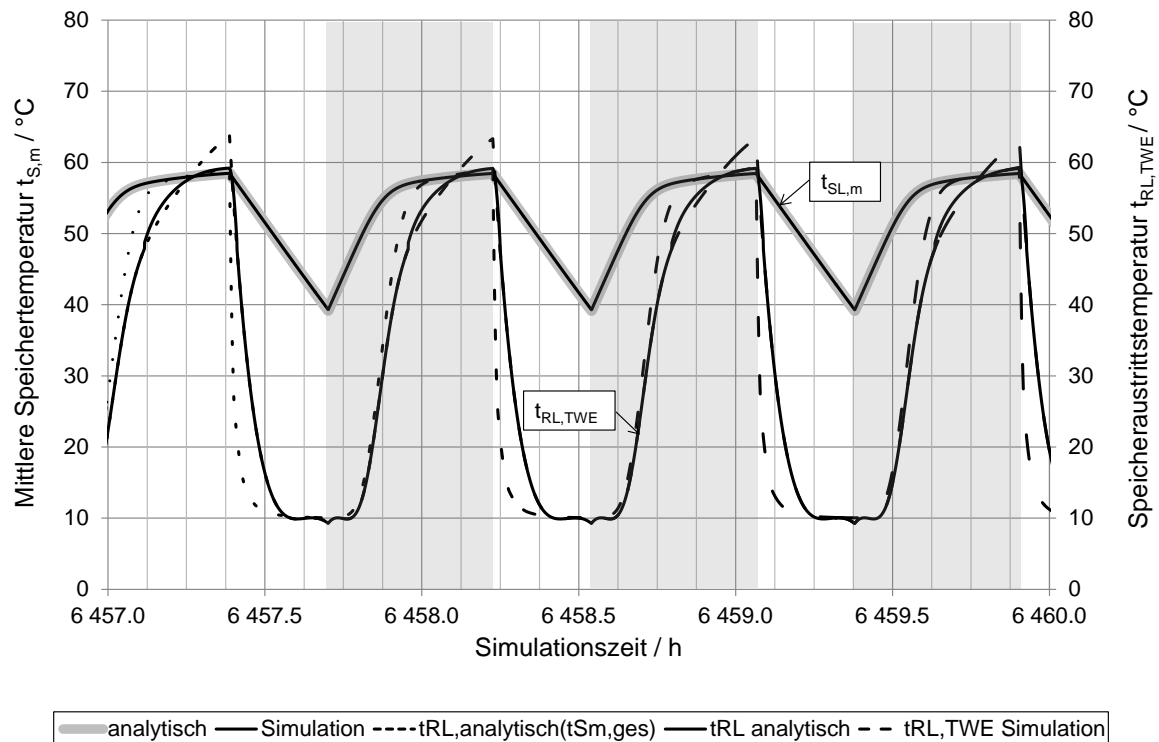


Bild 9-62 Vergleich TRNSYS Simulation – Approximation (3)

$$\dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}, \dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}, \Delta T_{Zirk} = 5K$$

Die Ergebnisse der Simulationen mit Zirkulation (Bild 9-61 und Bild 9-62) zeigen für den oberen Bereich von $t_{SL,m}$ hohe Abweichungen der Speicheraustrittstemperatur (kurz gestrichelte Linie) $t_{RL,TWE}$, da die Funktion bei etwa 57,4 °C einen Wendepunkt besitzt und abknickt. Wie oben beschrieben ist der Gültigkeitsbereich bei 58 °C begrenzt.

Um den Bereich zwischen 57°C und 62°C ebenfalls relativ genau approximieren zu können, wird eine zweite Funktion eingeführt.

Zur Modellierung des Temperaturbereiches von $t_{SL,m} > 57$ °C wird eine Polynom dritten Grades der Form

$$t_{RL,TWE}(t_{SL,m} > 57^{\circ}C) = k_1 \cdot t_{SL,m}^3 + k_2 \cdot t_{SL,m}^2 + k_3 \cdot t_{SL,m}^1 + k_4 \quad \text{Gl.9-79}$$

verwendet.

Die Koeffizienten sind in Tabelle 9-17 aufgelistet und der sich ergebende Kurvenverlauf ist in Bild 9-61 und Bild 9-62 mit der durchgezogenen Linie dargestellt.

Tabelle 9-17 Polynomkoeffizienten der Speicheraustrittstemperatur $t_{RL,TWE}$ für $t_{SL,m} > 57$ °C

	k_1	k_2	k_3	k_4	R^2
(1)	-	-	-	-	-
(2)	4,582249	-796,606114	46162,905654	-891658,351779	0,998493
(3)	0	-4,078590	478,078527	-13950,411504	0,998629

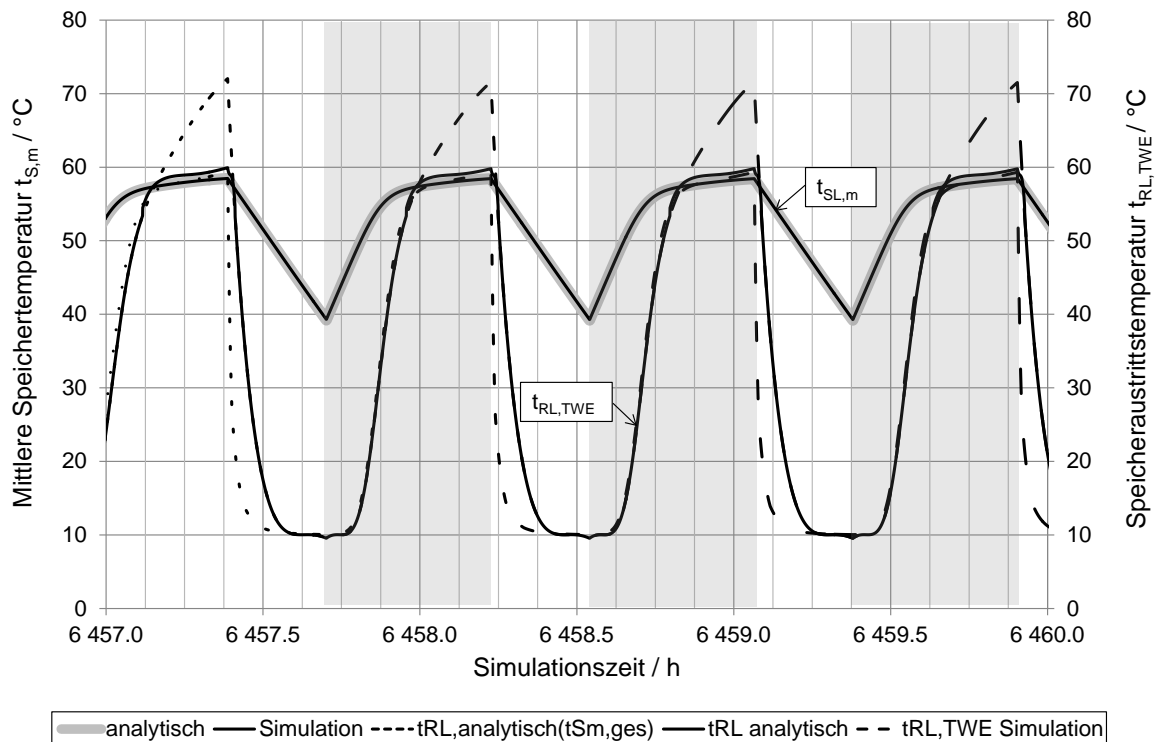


Bild 9-63 Vergleich TRNSYS Simulation – Approximation / mit Koeffizienten nach (2)

$$(3) \quad \dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}, \dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}, \Delta T_{Zirk} = 5K$$

Eine sehr interessante Beobachtung kann gemacht werden, bei Veränderung der Koeffizienten von Variante (3) (Bild 9-62). Werden hier die Polynomkoeffizienten der Variante (2) verwendet, ergibt sich ein noch besser übereinstimmender Kurvenverlauf zwischen Simulation und Approximation, als mit den über die Excelfunktion der Multiplen Regression ermittelten Koeffizienten.

In den Fällen, in denen die mittleren Speicherwärmeverluste relativ gut bestimmt werden können und damit Gl. 9-71 anwendbar ist, werden folglich für alle vereinfachten Speichersimulation mit Zirkulation die Koeffizienten nach Variante (2), siehe Tabelle 9-16 und Tabelle 9-17, verwendet.

Speicherhersteller geben jedoch üblicherweise nicht die mittleren Wärmeverluste ihrer Speicher sondern die Wärmeleitfähigkeit und Dicke der Speicherdämmung an. Der weitaus häufiger zu benutzende Fall wird demnach die Berechnung nach Gl.9-77. Wenn alle Koeffizienten korrekt gegeben sind, ergibt sich eine ähnlich gute Übereinstimmung zwischen Simulation und analytischem Modell für $t_{SL,m}$ wie bei direkter Vorgabe der Wärmeverluste (siehe Bild 9-64).

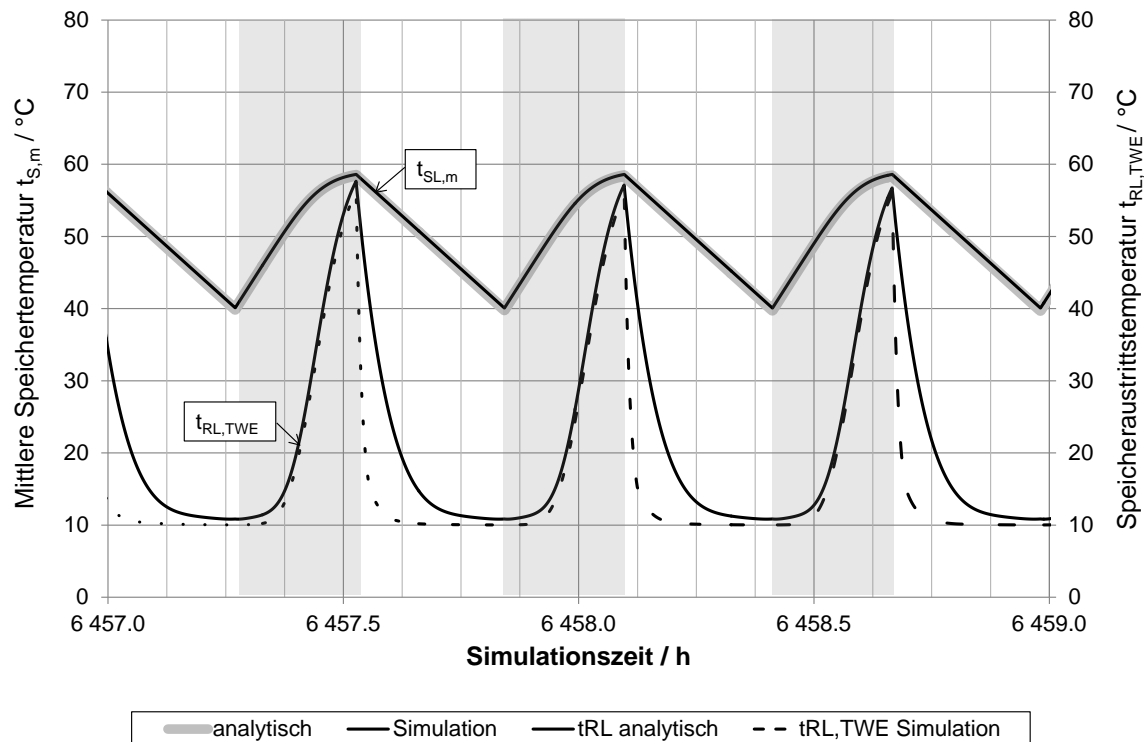


Bild 9-64 Vergleich *TRNSYS* Simulation – Approximation; Wärmeverlustberechnung über kA

$$(1) \dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}, \dot{m}_{Zirk} = 0, \Delta T_{Zirk} = 0$$

Als Haupteinflussfaktor der Wärmeverluste zeigt sich die Wärmeleitfähigkeit λ . Für das Diagramm wurde $\lambda = 0,015 \text{ W/m}^2\text{K}$ gewählt, um die gute Übereinstimmung zu gewährleisten. Dieser Wert ist zu klein für praktisch relevante Dämmmaterialien, sodass geschlossen werden kann, dass die Speichersimulation mit *TRNSYS* mit sehr geringen Wärmeverlusten arbeitet. Eine spätere Abweichung der berechneten Wärmeverluste gegenüber denen eines realen Speichers wirken sich mit kürzeren oder längeren Lade- und Entladezeiten aus. Die funktionelle Korrektheit der Berechnung kann jedoch als bestätigt gelten.

Die Umsetzung in *TRNSYS* zeigt eine relativ gute Übereinstimmung zwischen Speichersimulation mit Type 74 und dem vereinfachten, analytischen Modell.

Die Kennlinien in Bild 9-65 wurden durch eine parallele Simulation des Speichers und des analytischen Modells erstellt. Es werden die mittleren Speichertemperaturen $t_{SL,m}$ und die Speicheraustrittstemperatur $t_{RL,TWE}$ über einen Zeitraum von zwei Stunden dargestellt. Das graue Feld verdeutlicht einen Ladezyklus mit zeitlich guter Übereinstimmung zwischen Type 74 und Vereinfachung.

Die sichtbaren Unterschiede entstehen hauptsächlich durch den leicht geringeren Anstieg der Regressionsgleichung. Im Besonderen im oberen Bereich der mittleren Speichertemperatur $t_{SL,m}$ verläuft die Kurve relativ flach, sodass längere Ladezeiten bis zum Erreichen der Abschalttemperatur entstehen.

Die zu- und abgeführten Leistungen für diesen Zeitraum sind in Bild 9-66 aufgeführt. Auch hier wird die gute Übereinstimmung der Absolutwerte zwischen Simulation und Regression deutlich. Bereits geringe Unterschiede der Abschalttemperaturen führen zu Differenzen im kumulierten Wärmeeintrag eines Ladezyklus. Im hier dargestellten Beispiel beträgt der Unterschied 7,8 %. In Folge dieser Differenzen innerhalb der Anwendung in *TRNSYS* werden mit dem vereinfachten Modell längere oder kürzere Ladezeiten gegenüber einer Simulation mit Type 74 entstehen. Die Funktionalität des Modells ist jedoch gesichert.

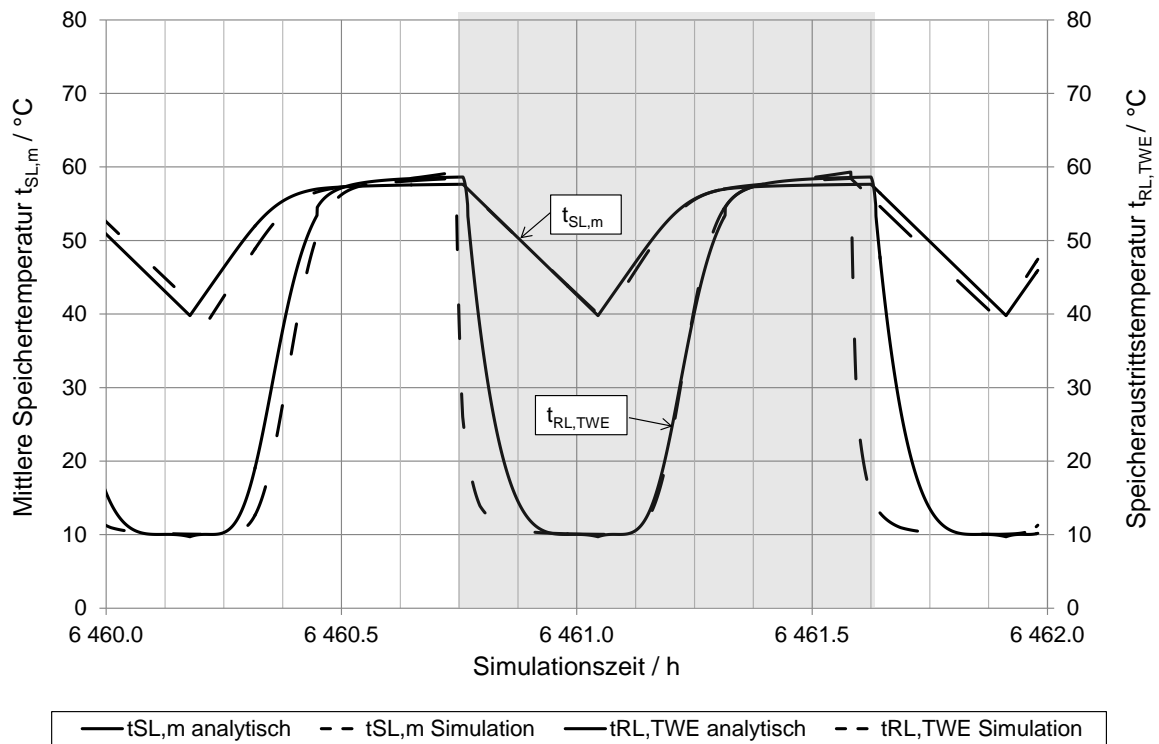


Bild 9-65 Vergleich *TRNSYS* Simulation – Approximation / mit Koeffizienten nach (2)
Temperaturschaubild nach (3) $\dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}$, $\dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}$, $\Delta T_{Zirk} = 5K$

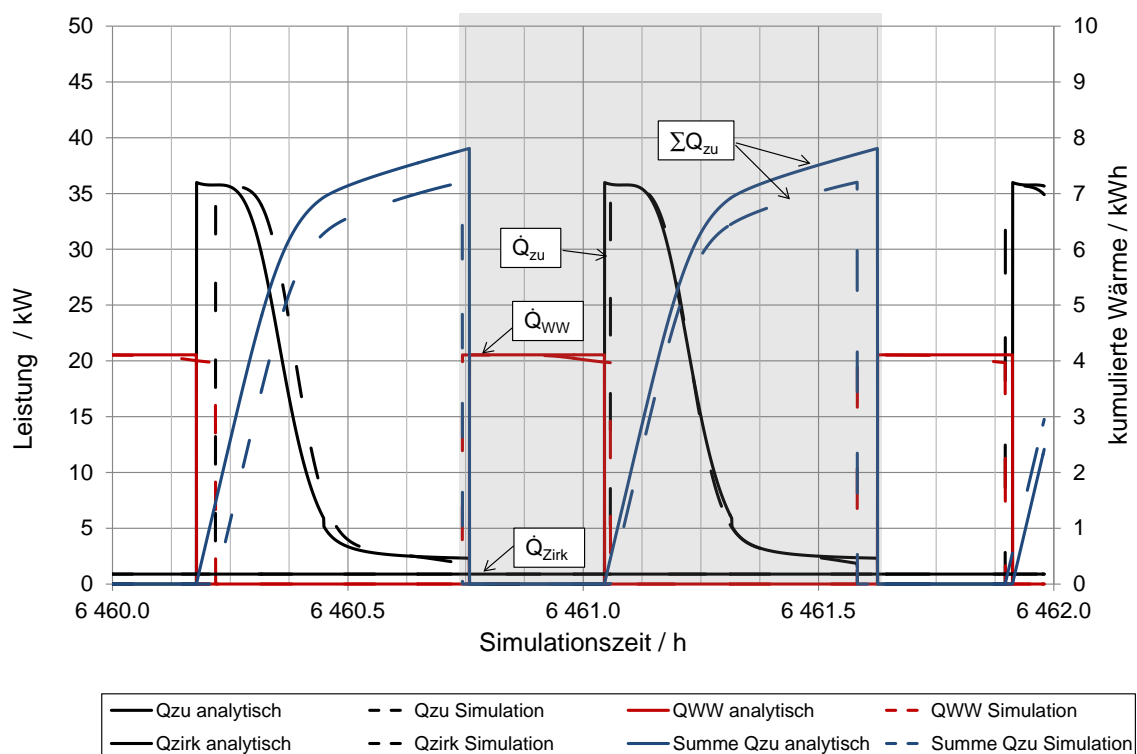


Bild 9-66 Vergleich *TRNSYS* Simulation – Approximation / mit Koeffizienten nach (2)
Leistungsschaubild nach (3) $\dot{m}_{WW} = \frac{1}{3} \dot{m}_{WW,N}$, $\dot{m}_{Zirk} = 0,45 \cdot \dot{m}_{WW}$, $\Delta T_{Zirk} = 5K$

I. Modellkonfiguration FW-Netz Allgemein

Tabelle 9-18 Rohrbibliothek

KMR Fernheizrohr DIN 2458/1626				
Wärme- leitfähigkeit	Dichte	Wärme- kapazität	Rauigkeit	Emissions- koeffizient
W/(mK)	kg/m ³	J/(kgK)	N	
52,33	7870,0	460,0	0,0001	0,8
Innen- durchmesser	Wandstärke	Verhältnis Bogenradius zu Innendurch- messer	Rohr- bezeichnung	
m	m			
0,0217	0,0026	1,0	DN 20	
0,0285	0,0026	1,0	DN 25	
0,0372	0,0026	1,0	DN 32	
0,0431	0,0026	1,0	DN 40	
0,0545	0,0029	1,0	DN 50	
0,0703	0,0029	1,0	DN 65	
0,0825	0,0032	1,0	DN 80	
0,1071	0,0036	1,0	DN 100	
0,1325	0,0036	1,0	DN 125	
0,1603	0,0040	1,0	DN 150	
0,2101	0,0045	1,0	DN 200	
0,2630	0,0050	1,0	DN 250	

Tabelle 9-19 Bibliothek der Rohrdämmung

KMR Fernheizrohr PE-HD Mantelrohr Isoliertyp 04		
Wärmeleitfähigkeit	Emissionskoeffizient	Bezeichnung
W/(mK)		
0,0275	0,9	PE-HD Mantelrohr
Innendurchmesser	Isolationsdicke	Iso-Rohrkenner
m	m	
0,0269	0,0026	DN 20
0,0337	0,0026	DN 25
0,0424	0,0026	DN 32
0,0483	0,0026	DN 40
0,0603	0,0029	DN 50
0,0761	0,0029	DN 65
0,0889	0,0032	DN 80
0,1143	0,0036	DN 100
0,1397	0,0036	DN 125
0,1683	0,0040	DN 150
0,2191	0,0045	DN 200
0,2730	0,0050	DN 250

J. Weitere Simulationsergebnisse

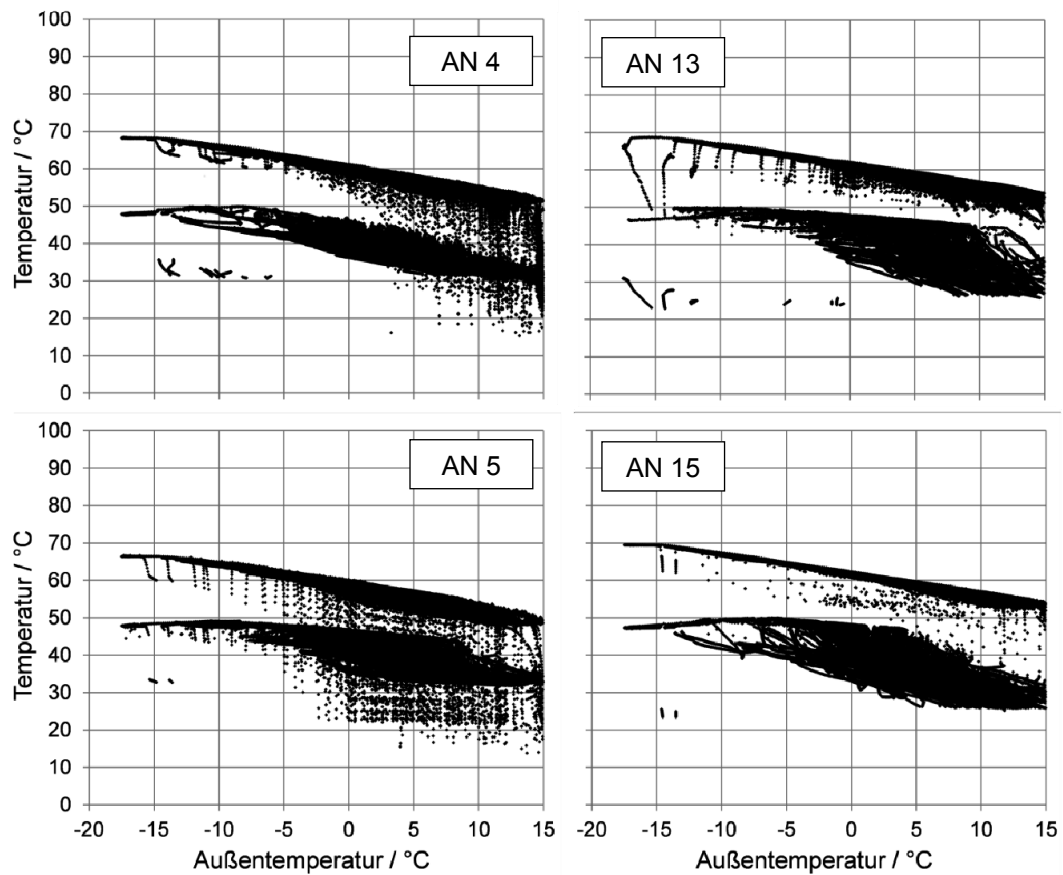


Bild 9-67 Temperaturverlauf der Gebäudeheizung für ausgewählte Abnehmer und Niedertemperatur Fahrweise 70-55 über der Außentemperatur
 Schwarze obere Punktwolke: Vorlauftemperatur $t_{H,VL,p}$
 Schwarze untere Punktwolke: Rücklauftemperatur $t_{H,RL,p}$

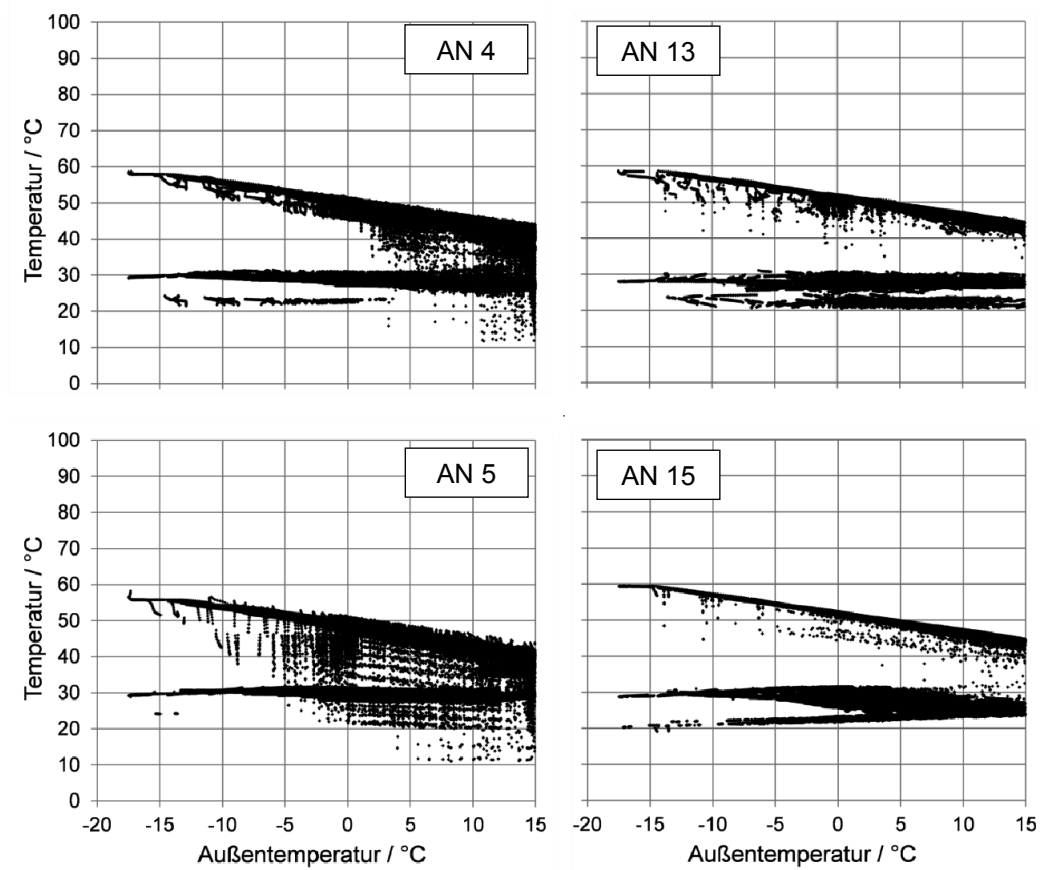


Bild 9-68 Temperaturverlauf der Gebäudeheizung für ausgewählte Abnehmer und LowEx Fahrweise 60-45 über der Außentemperatur
 Schwarze obere Punktwolke: Vorlauftemperatur $t_{H,VL,p}$
 Schwarze untere Punktwolke: Rücklauftemperatur $t_{H,RL,p}$

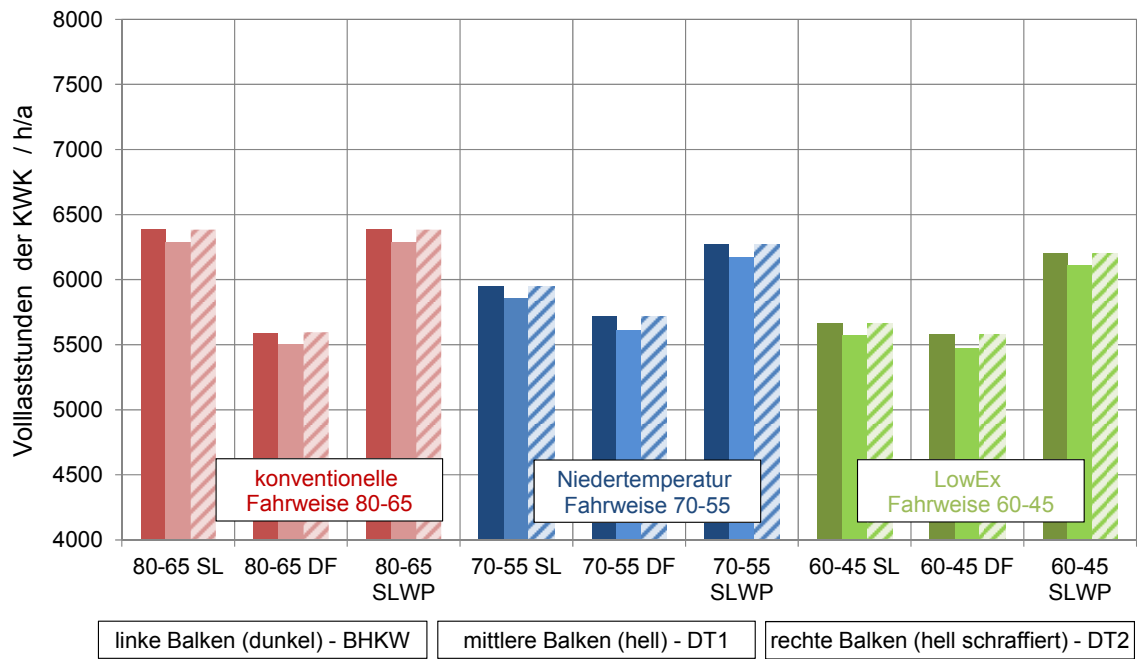


Bild 9-69 Volllaststunden der KWK-Wärmeerzeuger (inkl. DT2)

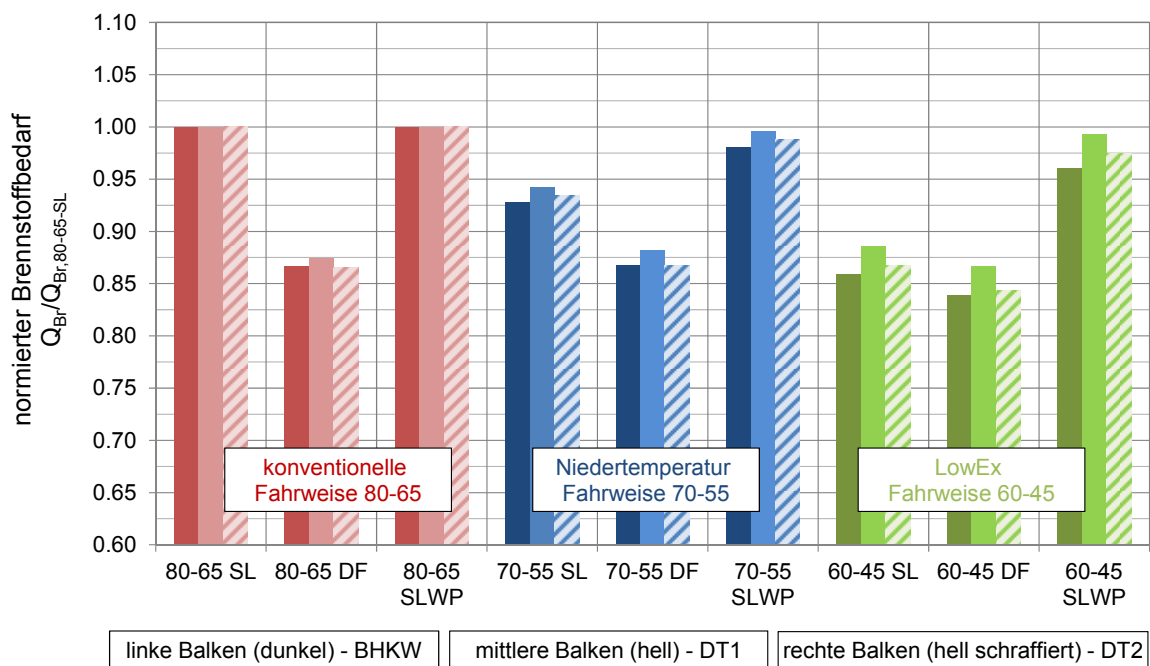


Bild 9-70 Brennstoffbedarf bezogen auf 80-65 SL (inkl. DT2)

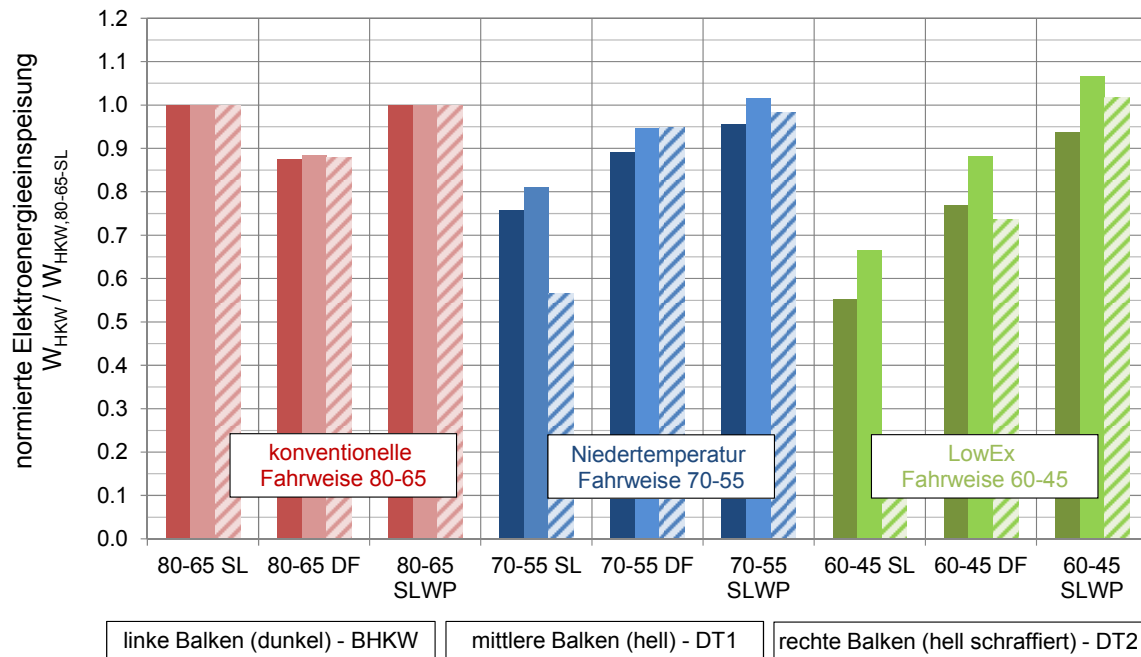


Bild 9-71 Elektroenergieeinspeisung (abzüglich aller Hilfsenergien des Fernwärmesystems und den HAST) bezogen auf 80-65 SL (inkl. DT2)

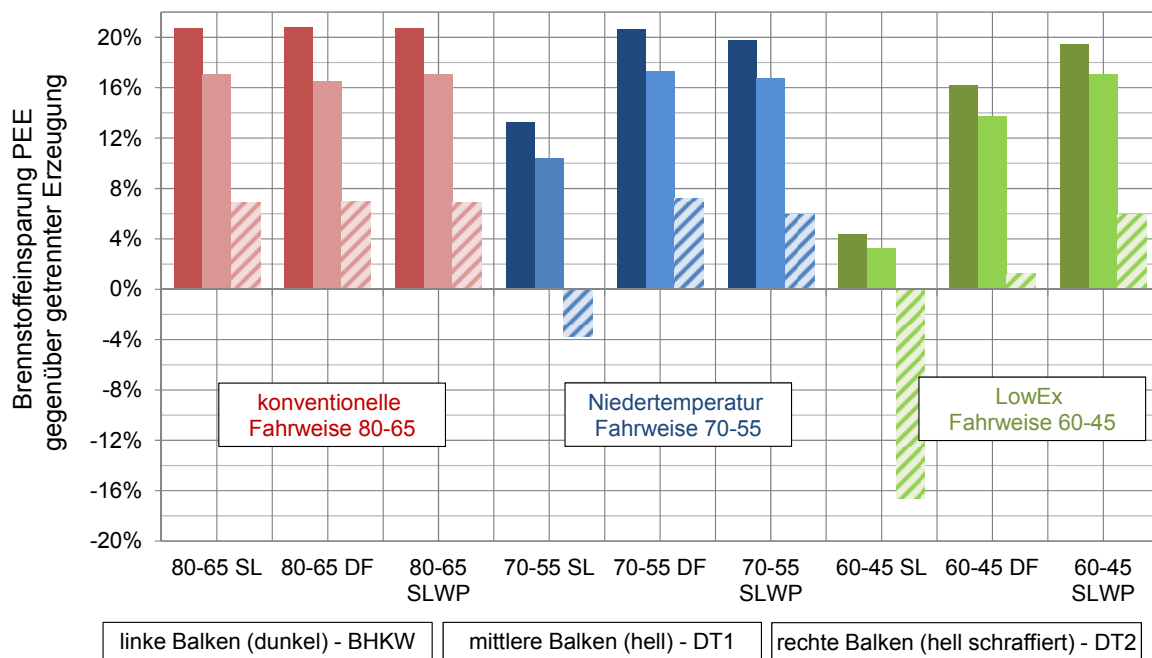


Bild 9-72 Brennstoffeinsparung der KWK-Anlage (der Wärme- und Kälteversorgung) gegenüber getrennter Erzeugung von Strom und Wärme unter Einbeziehung des Hilfsenergieaufwandes im Versorgungssystem (inkl. DT2)